

Proyecto Fin de Máster

Máster en Ingeniería Industrial

Evaluación de un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase

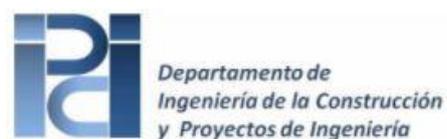
Autor: Javier Díaz Áspera

Tutor: Andrés Cubero Moya

**Dpto. Ingeniería de la Construcción y Proyectos
de Ingeniería**

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Sevilla, 2018



Proyecto Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

Evaluación de un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase

Autor:

Javier Díaz Áspera

Tutor:

Andrés Cubero Moya

Profesor asociado

Dpto. de Ingeniería de la Construcción y Proyectos de Ingeniería

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Máster: Evaluación de un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase

Autor: Javier Díaz Áspera

Tutor: Andrés Cubero Moya

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

A mis padres, mi pareja, mi hermana, mis abuelos y a toda mi familia y amigos, gracias a quienes soy quien soy y hacia quienes sólo puedo expresar mi sincero agradecimiento por apoyarme durante la etapa académica que hoy culmina.

A mi querido profesor Andrés Cubero por su acompañamiento, su energía y su apoyo durante los dos proyectos que nos ha unido.

Javier Díaz Áspera
Ingeniero Industrial
Sevilla, 2018

Resumen

Actualmente el mundo tiene cada vez una mayor necesidad de consumo de energía debido a los avances tecnológicos, es por ello que cada vez se tiene mayor preocupación por la eficiencia energética en los procesos de las plantas industriales y además se opta porque la procedencia de la energía sea de una fuente natural. Una de las plantas que obtienen energía de una fuente renovable son las plantas termosolares, pero éstas tienen un inconveniente, sólo producen energía cuando hay radiación solar y además debido a las limitaciones legislativas españolas en las que se limita la producción a 50 MW por lo que muchas veces tienen que desorientar sus espejos para no exceder dichos límites.

Por todo esto se propone realizar un intercambiador de sales fundidas para poder extender la duración del ciclo en el caso de una planta termosolar (además de poder adaptarse mejor a la curva de demanda eléctrica), o en el caso de una instalación de media temperatura para poder incrementar el rendimiento global de la instalación (usos terciarios, doméstico, etc.).

Los objetivos a resolver serán los siguientes:

- Estudio de la geometría para aprovechar el cambio de fase con sales (calor latente + sensible).
- Estudio de una geometría reducida para que el equipo sea de fácil transporte e instalación.
- Resolución de problemas asociados al cambio de fase.
- Resolución del problema térmico-mecánico acoplado.
- Estudio de las tensiones mecánicas debido a los ciclos térmicos.
- Evaluación final de la solución, descripción de posibles líneas de estudio.

Abstract

Today the world has an increasing need for energy due to technological advances, this is why increasingly more caring energy efficiency in the processes of industrial plants and it is chosen a natural source as the energy source.

One of the power plants that obtain energy from a renewable source are the concentrated solar power plants, but these have an inconvenient, they only produce energy when there is solar radiation and also due to the Spanish legislative limitations in which the production is limited to 50 MW, many times they have to disorient their mirrors so as not to exceed these limits.

For all this it is proposed to carry out a molten salt exchanger in order to extend the cycle time in the case of a thermosolar plant (in addition to being able to adapt better to the electrical demand curve), or in the case of a medium temperature installation for to be able to increase the overall efficiency of the installation (for tertiary use, domestic use, etc.).

The main objectives to be solved will be the following:

- Geometry study for phase change with salts (latent + sensible heat).
- Geometry study for easy transportation and installation of the equipment.
- Phase change problems resolution.
- Coupled thermal-mechanical problema resolution.
- Mechanical stresses study due to thermal cycles.
- Solution final evaluation.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xviii
Índice de Figuras	xx
1 Antecedentes	1
1.1. <i>La energía termosolar</i>	2
1.2. <i>Sistemas de almacenamiento de energía en centrales termosolares</i>	6
1.3. <i>Clasificación de los diferentes tipos de sistemas de almacenamiento</i>	7
1.3.1 Almacenamiento de calor sensible	7
1.3.2 Almacenamiento de calor latente	7
1.3.3 Almacenamiento en forma de calor sensible - latente	8
2 Definición del sistema de almacenamiento con cambio de fase	11
2.1. <i>Introducción</i>	11
2.2. <i>Materiales</i>	12
2.2.1 Material de almacenamiento	12
2.2.2 Material del intercambiador	13
2.3. <i>Energía almacenada</i>	14
2.4. <i>Definición de la geometría</i>	16
2.5. <i>Predimensionado del equipo</i>	18
3 Cálculo del intercambiador de sales fundidas	21
3.1. <i>Análisis de la geometría interior</i>	21
3.1.1 Geometría	21
3.1.2 Materiales	22
3.1.3 Mallado	23
3.1.4 Análisis	25
3.1.5 Resultados	26
3.1.6 Conclusiones	28
3.2. <i>Análisis estático del modelo</i>	28
3.2.1 Geometría	28
3.2.2 Material	35
3.2.3 Mallado	35
3.2.4 Cargas	36
3.2.5 Resultados	41

3.2.6	Análisis a pandeo	43
3.2.7	Conclusiones	45
3.3	<i>Análisis de térmico del sistema</i>	46
3.3.1	Geometría	46
3.3.2	Materiales	47
3.3.3	Mallado	47
3.3.4	Análisis	50
3.3.5	Resultados	51
3.3.6	Conclusiones	56
3.4	<i>Análisis del modelo completo</i>	57
3.4.1	Geometría	57
3.4.2	Material	64
3.4.3	Mallado	64
3.4.4	Cargas	65
3.4.5	Resultados	71
3.4.6	Análisis a pandeo	73
3.4.7	Conclusiones	75
4	Viabilidad económica	76
5	Conclusiones	82
	Referencias	84
	Anexo 1: Reporte de cálculo de un tanque de almacenamiento de agua sobrecalentada	85
	Anexo 2: Planos del intercambiador de sales fundidas	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 – Tabla comparativa de las diferentes tecnologías de concentración [5].	5
Tabla 1-2 - Materiales potenciales para el almacenamiento de calor latente [5].	8
Tabla 2-1 - Materiales usados con sales a altas temperaturas [5].	13
Tabla 4-1 – Media de precio de intercambiadores y tanques de almacenamiento.	76
Tabla 4-2 – Ratio de intercambio €/Mw.	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 – Estructura generación energía eléctrica en 2016 [2].	2
Figura 1-2 – Mapa mundial de radiación solar [3].	3
Figura 1-3 – Colector cilíndrico parabólico.	3
Figura 1-4 – Colector lineal Fresnel.	4
Figura 1-5 – Disco Stirling.	4
Figura 1-6 – Torre de energía solar.	5
Figura 1-7 – Curva demanda eléctrica en la península el día 15/06/2018 [6].	6
Figura 1-8 – Nivel de desarrollo de los sistemas de almacenaje [5].	7
Figura 1-9 – Esquema típico planta termosolar	9
Figura 2-1 – Gráfica temperatura del material – energía suministrada [8].	11
Figura 2-2 – Intercambiador tipo “probeta”.	17
Figura 2-3 – Intercambiador tipo depósitos de sales	17
Figura 2-4 – Dimensiones predimensionado planta del intercambiador	18
Figura 2-5 – Dimensiones predimensionado perfil del intercambiador	19
Figura 3-1 – Geometría para el análisis del interior.	22
Figura 3-2 – Detalle de entrada al intercambiador.	22
Figura 3-3 – Vista global de la geometría mallada.	23
Figura 3-4 – Named selection: “Fluid water”.	24
Figura 3-5 – Named selection: “Salt”.	24
Figura 3-6 – Named selection: “Solid_wall”.	24
Figura 3-7 – Named selection: “Inlet , Out”.	25
Figura 3-8 – Perfil de velocidades en el interior del intercambiador.	27
Figura 3-9 – Detalle incremento de velocidades en la entrada al intercambiador.	27
Figura 3-10 – Cortante en las paredes del interior del intercambiador.	27
Figura 3-11 – Vista general exterior de la geometría para el análisis estático del modelo.	28
Figura 3-12 – Vista general interior de la geometría para el análisis estático del modelo.	29
Figura 3-13 – Vista isométrica de un depósito interior de sales.	29
Figura 3-14 – Dimensiones en planta depósito interior.	30
Figura 3-15 – Dimensiones alzado depósito interior.	30
Figura 3-16 – Dimensiones generales de los deflectores.	31
Figura 3-17 – Vista isométrica del depósito exterior del intercambiador.	31
Figura 3-18 – Dimensiones alzado depósito exterior.	32
Figura 3-19 – Dimensiones en planta del depósito exterior.	32
Figura 3-20 – Vista general refuerzo depósito exterior.	33

Figura 3-21 – Vista en planta del refuerzo depósito exterior.	33
Figura 3-22 – Vista general de las patas del intercambiador.	34
Figura 3-23 – Espesores depósito exterior, refuerzos y patas.	34
Figura 3-24 – Espesores depósitos interiores y tapas.	35
Figura 3-25 – Vista global de la geometría mallada.	36
Figura 3-26 – Cargas de peso propio.	36
Figura 3-27 – Presión hidrostática debida al agua.	37
Figura 3-28 – Presión hidrostática debido a las sales.	37
Figura 3-29 – Presión interna 1.	38
Figura 3-30 – Presión interna 2.	38
Figura 3-31 – Presión interna 3.	39
Figura 3-32 – Punto fijo.	39
Figura 3-33 – Desplazamiento fijo en el eje Y.	40
Figura 3-34 – Desplazamiento fijo en eje Z.	40
Figura 3-35 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x70).	41
Figura 3-36 – Desplazamientos máximos (Factor de escala x70).	41
Figura 3-37 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x70).	42
Figura 3-38 – Tensiones equivalentes interior (Von Mises) (Factor de escala x70).	42
Figura 3-39 – Tensiones equivalentes en el interior (Von Mises) (Factor de escala x70).	43
Figura 3-40 – Detalle de zonas que plastificarán (Von Mises) (Factor de escala x70).	43
Figura 3-41 – Esquema interacción módulos ANSYS.	44
Figura 3-42 – Primer modo de pandeo (carga multiplicada x 3.6598).	44
Figura 3-43 – Segundo modo de pandeo (carga multiplicada x 3.758).	45
Figura 3-44 – Tercer modo de pandeo (carga multiplicada x 4.0049).	45
Figura 3-45 – Geometría para el análisis de temperaturas.	46
Figura 3-46 – Detalle de entrada al intercambiador.	46
Figura 3-47 – Vista global de la geometría mallada.	48
Figura 3-48 – Named selection: “Fluid_water”.	48
Figura 3-49 – Named selection: “Fluid_salt”.	49
Figura 3-50 – Named selection: “Solid_deps1, Solid_deps2”.	49
Figura 3-51 – Named selection: “Inlet , Outlet”.	50
Figura 3-52 – Problema integrado Fluent – Estático estructural.	52
Figura 3-53 – Perfil de temperaturas (t=0).	52
Figura 3-54 – Perfil de temperaturas (t=5).	53
Figura 3-55 – Perfil de temperaturas (t=10).	53
Figura 3-56 – Perfil de temperaturas (t=20).	53
Figura 3-57 – Perfil de temperaturas (t=40).	54
Figura 3-58 – Perfil de temperaturas (t=80).	54
Figura 3-59 – Perfil de temperaturas (t=160).	54

Figura 3-60 – Perfil de temperaturas (t=320).	55
Figura 3-61 – Perfil de temperaturas (t=640).	55
Figura 3-62 – Perfil de temperaturas (t=1200).	55
Figura 3-63 – Perfil de velocidades.	56
Figura 3-64 – Cortante en las paredes del interior del intercambiador.	56
Figura 3-65 – Esquema problema térmico y estático acoplados.	57
Figura 3-66 – Vista general exterior de la geometría.	58
Figura 3-67 – Vista general interior de la geometría para el análisis estático del modelo.	58
Figura 3-68 – Vista isométrica de un depósito interior de sales.	59
Figura 3-69 – Dimensiones en planta depósito interior.	59
Figura 3-70 – Dimensiones alzado depósito interior.	60
Figura 3-71 – Dimensiones generales de los deflectores.	60
Figura 3-72 – Vista isométrica del depósito exterior del intercambiador.	61
Figura 3-73 – Dimensiones alzado depósito exterior.	61
Figura 3-74 – Dimensiones en planta del depósito exterior.	62
Figura 3-75 – Vista general refuerzo depósito exterior.	62
Figura 3-76 – Vista en planta del refuerzo depósito exterior.	63
Figura 3-77 – Vista general de las patas del intercambiador.	63
Figura 3-78 – Vista global de la geometría mallada.	64
Figura 3-79 – Vista global del interior de la geometría mallada.	65
Figura 3-80 – Aislamiento del sistema.	65
Figura 3-81 – Temperatura T=300°C.	66
Figura 3-82 – Temperatura T=60°C.	66
Figura 3-83 – Cargas de peso propio.	67
Figura 3-84 – Presión hidrostática debida al agua.	67
Figura 3-85 – Presión hidrostática debido a las sales.	68
Figura 3-86 – Presión interna 1.	68
Figura 3-87 – Presión interna 2.	69
Figura 3-88 – Punto fijo.	69
Figura 3-89 – Desplazamiento fijo en el eje Y.	70
Figura 3-90 – Desplazamiento fijo en eje Z.	70
Figura 3-91 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x19).	71
Figura 3-92 – Desplazamientos máximos (Factor de escala x19).	71
Figura 3-93 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x19).	72
Figura 3-94 – Tensiones equivalentes interior (Von Mises) (Factor de escala x19).	72
Figura 3-95 – Tensiones equivalentes en el interior (Von Mises) (Factor de escala x19).	73
Figura 3-96 – Esquema interacción módulos ANSYS.	73
Figura 3-97 – Primer modo de pandeo (carga multiplicada x 16.184).	74
Figura 3-98 – Segundo modo de pandeo (carga multiplicada x 16.229).	74

Figura 4-1 – Geometría y espesores para un sistema con HTF.	78
Figura 4-2 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x11).	78
Figura 4-3 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x11).	79
Figura 4-4 – Geometría tanque de almacenamiento de agua sobrecalentada.	80

1 ANTECEDENTES

Si te importa el futuro, te importan las energías renovables, y si alguien te dice que no es rentable, recuerda que ya lo hemos escuchado antes, porque ese es el debate entre quienes dicen no, no podemos, y aquellos que dicen sí, sí podemos, entre los que temen el futuro y quienes lo abrazan

- Barack Obama -

El desarrollo que actualmente está en proceso a nivel mundial requiere cada vez más de un mayor consumo de energía para poder cubrir todas las demandas. Para generar toda la cantidad de energía tradicionalmente se ha empleado fuentes de energía no renovables, es decir, fuentes limitadas y cuyo consumo es mayor que la velocidad de su regeneración. Además, son contaminantes y dañinas, causantes en gran medida del cambio climático y de cada vez más enfermedades.

Desde hace varias décadas se ha tomado consciencia de este problema y se está fomentando el uso de energía renovables como energías alternativas y así frenar el consumo de energía no renovables, reduciendo los efectos perjudiciales inherentes a estas.

El principal problema del uso de estas energías más limpias es que son energías aleatorias mayormente, es decir, no siempre están disponibles cuando hay demanda y por tanto es muy complicado adaptarse sólo con el uso de estas a la curva de demanda.

En la actualidad se está planteando la solución a este problema como la asociación de un sistema de almacenamiento al sistema de producción de energía, para poder desacoplar la curva de producción con la de demanda.

En nuestro país se generó una cantidad significativa de energía a partir de fuentes renovables en 2016, con un 39% de la generación eléctrica bruta, pero las fuentes no renovables (incluidos los combustibles fósiles y la energía nuclear) aún tenían la mayor parte de la generación en el 61%.

Según datos de la Red Eléctrica de España, el 18% de la generación eléctrica bruta de España provino de la energía eólica, el 14% de la energía hidroeléctrica, el 5% de la solar y el 2% de otras fuentes renovables en el 2016, pero la ola de calor masiva de Europa en el verano de 2017 ha afectado negativamente a la hidroelectricidad y la generación de energía eólica de nuestro país. [1]

La mayoría de los recursos renovables de nuestro país (tal y como se puede ver en la Figura 1) presentan el problema más arriba descrito, es decir la aleatoriedad. Mientras que en la energía solar o eólica este problema se puede solucionar planteando un sistema de almacenamiento, no ocurre lo mismo con la energía hidráulica ya que, pese a que representa una cifra importante de la energía consumida, tiene un inconveniente mayor, y es que necesita que exista un exceso de agua en ríos y pantanos siendo un recurso dependiente de su uso como bien de consumo tanto por poblaciones como para la agricultura y ganadería. Por otra parte, en la actualidad sería muy difícil construir nuevas instalaciones de esta energía renovable por lo que, para conseguir una mayor producción, la única opción sería mejorar la eficiencia de las instalaciones existentes.

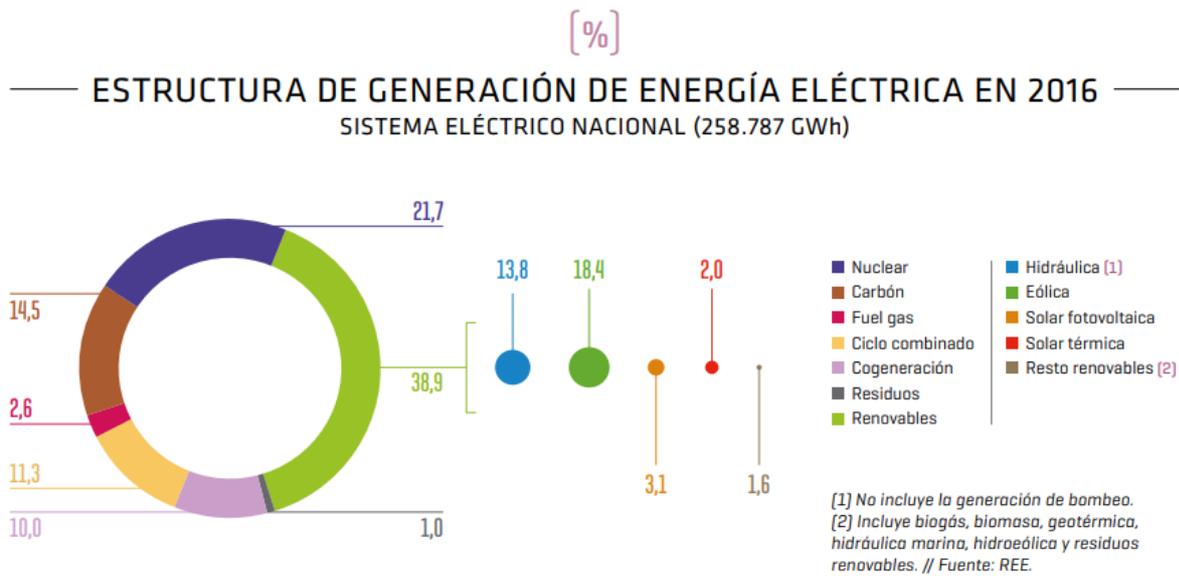


Figura 1-1 – Estructura generación energía eléctrica en 2016 [2].

Si nos centramos en la energía solar, existen dos tipos de instalaciones que son capaces de recolectar dicha energía: las plantas fotovoltaicas y las plantas termosolares. La primera de estas obtiene energía directamente de la radiación solar con una célula fotovoltaica convirtiéndola directamente en energía eléctrica. Esta tecnología ha crecido enormemente en los últimos años debido principalmente a la reducción de los costes de producción de las células fotovoltaicas, haciéndola realmente competitiva frente a las no renovables. La desventaja que este tipo de energía presenta frente a las termosolares es el almacenamiento de energía para adecuar la aleatoriedad de este recurso, y es que mientras que la energía termosolar primero genera energía térmica y después se convierte a energía eléctrica, está directamente genera energía eléctrica y el almacenamiento de energía eléctrica es más caro que el almacenamiento de energía térmica.

1.1. La energía termosolar

En primer lugar, se va a explicar el funcionamiento de las principales tecnologías solares de concentración térmica (CSP) ya que es el primer paso para entender la necesidad de desarrollar sistemas de almacenamiento térmico con cambio de fase.

El principio de funcionamiento de la energía termosolar de concentración es la utilización de espejos para concentrar una gran cantidad de radiación solar en una superficie pequeña por la que circula un fluido, convirtiendo la radiación concentrada en calor. La energía térmica obtenida impulsa un motor térmico, generalmente una turbina de vapor, que a su vez está conectado a un generador eléctrico, obteniendo electricidad. Los sistemas de concentración en este tipo de termosolares también pueden ser usados para proporcionar refrigeración o calefacción industrial.

Tal y como se puede observar en la siguiente figura, no son buenas todas las localizaciones para instalar este tipo de tecnología debido a la radiación solar que recibe cada territorio. En la siguiente figura se puede comprobar las zonas que reciben mayor radiación solar y por tanto donde será más rentable la instalación de una central con este tipo de tecnología.

Destaca pues la zona de la costa oeste de EEUU, México, la costa del Mediterráneo y Australia como principales zonas para la instalación de este tipo de tecnología.

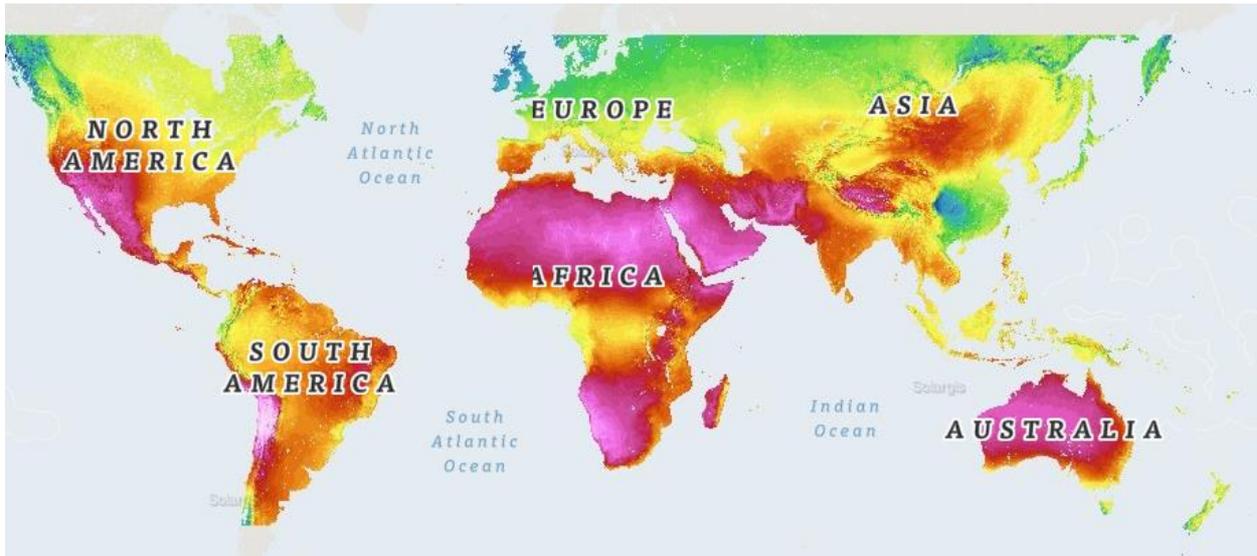


Figura 1-2 – Mapa mundial de radiación solar [3].

Actualmente existen cuatro tipos de sistemas de concentración:

- **Cilíndrico parabólico:** Un concentrador solar cilíndrico parabólico consiste en un reflector parabólico lineal que concentra la luz sobre un receptor posicionado a lo largo de la línea focal del reflector. El receptor es un tubo posicionado directamente sobre el medio del espejo parabólico y está relleno con un fluido de trabajo. El reflector sigue al sol durante las horas diurnas en un solo eje. Un fluido de trabajo es calentado a una temperatura entre 150–350 °C cuando fluye a través del receptor y luego este es usado como fuente de calor para ser usado en un sistema generador. Los sistemas cilíndricos es la tecnología CSP más desarrollada. [4]



Figura 1-3 – Colector cilíndrico parabólico.

- **Fresnel lineal:** Los reflectores Fresnel están fabricados con muchas tiras de espejos delgados y planos que concentran la luz del sol sobre tubos dentro de los cuales se bombea el líquido de trabajo. Los espejos planos permiten mayor superficie reflectante en la misma cantidad de espacio que la de un reflector parabólico, capturando de esta forma más de la luz solar disponible, y son más baratos que los reflectores parabólicos. Los reflectores Fresnel pueden ser usados en CSP de variados tamaños. [4]



Figura 1-4 – Colector lineal Fresnel.

- Disco Stirling: Un disco Stirling o sistema de motor de disco consiste en un reflector parabólico único que concentra la luz en un receptor posicionado en el punto focal del reflector. El reflector sigue al Sol en dos ejes. El fluido de trabajo en el receptor es calentado entre 250 y 700 °C y luego es usado por un motor Stirling para generar electricidad. [4]



Figura 1-5 – Disco Stirling.

- Torre de energía solar: Una central solar de torre central consiste de un conjunto de reflectores (helióstatos) con capacidad de seguimiento en dos ejes, los que concentran la luz del sol sobre un receptor central instalado en una torre. El receptor contiene un fluido almacenado en un depósito, que es calentado a entre 500–1000 °C y luego es usado como una fuente de calor para la generación de energía o para un sistema de almacenamiento de calor. El desarrollo de las centrales solares de torre central está menos avanzado que los sistemas cilíndricos, pero ellas ofrecen una eficiencia más alta y una mejor capacidad de almacenamiento de energía. [4]



Figura 1-6 – Torre de energía solar.

A modo de resumen se muestra en la siguiente tabla las principales características de cada una de las tecnologías vistas más arriba:

Tabla 1-1 – Tabla comparativa de las diferentes tecnologías de concentración [5].

	<i>Cilíndrico parabólico</i>	<i>Torre solar</i>	<i>Fresnel lineal</i>	<i>Disco Stirling</i>
<i>Riesgo del desarrollo tecnológico</i>	Bajo	Medio	Medio	Medio
<i>Temperatura de operación del campo solar (°C)</i>	290 – 550	250 – 650	250 – 390	550 - 750
<i>Eficiencia de conversión eléctrica media anual (%)</i>	11 – 16	7 – 20	13	12 - 25
<i>Factor de capacidad anual</i>	25-28 (no TES)	55 (10h TES)	22-24	25-28
<i>Concentración del colector</i>	70-80 soles	> 100 soles	< 60 soles	> 1300 soles
<i>Receptor/absorbedor</i>	Absorbedor unido al colector, movido con este	Cavidad o superficie fija, externa al receptor	Absorbedor fijo, reflector secundario	Absorbedor unido al colector, movido con este
<i>Ciclo termodinámico</i>	Rankine con vapor sobrecalentado	Rankine con vapor sobrecalentado	Rankine con vapor sobrecalentado	Stirling
<i>Condiciones del vapor</i>	De 380 a 540 °C 100 bares	540 °C De 100 a 160 bares	260 °C 50 bares	-

1.2. Sistemas de almacenamiento de energía en centrales termosolares

Almacenar la energía para utilizarla con posterioridad es la solución a la aleatoriedad inherente a este tipo de centrales, además hay que aprovechar la relativa facilidad con la que se puede almacenar la energía térmica con respecto al almacenaje de energía eléctrica.

A pesar de ser relativamente sencillo almacenar la energía térmica recolectada, hay que solucionar los problemas que conlleva, por ejemplo: las pérdidas de energía en la carga y descarga, además del aumento de la inversión necesaria para construir, operar y mantener el asociado sistema de almacenamiento.

Algunos de los objetivos que se persigue acoplando un sistema de almacenamiento al sistema de la central termosolar son los siguientes:

- Evitar el desacople entre la curva de oferta y de demanda de energía eléctrica. Normalmente estas curvas no coinciden ya que tal y como se muestra en la siguiente figura, la curva de demanda para un día cualquiera en nuestro país es:

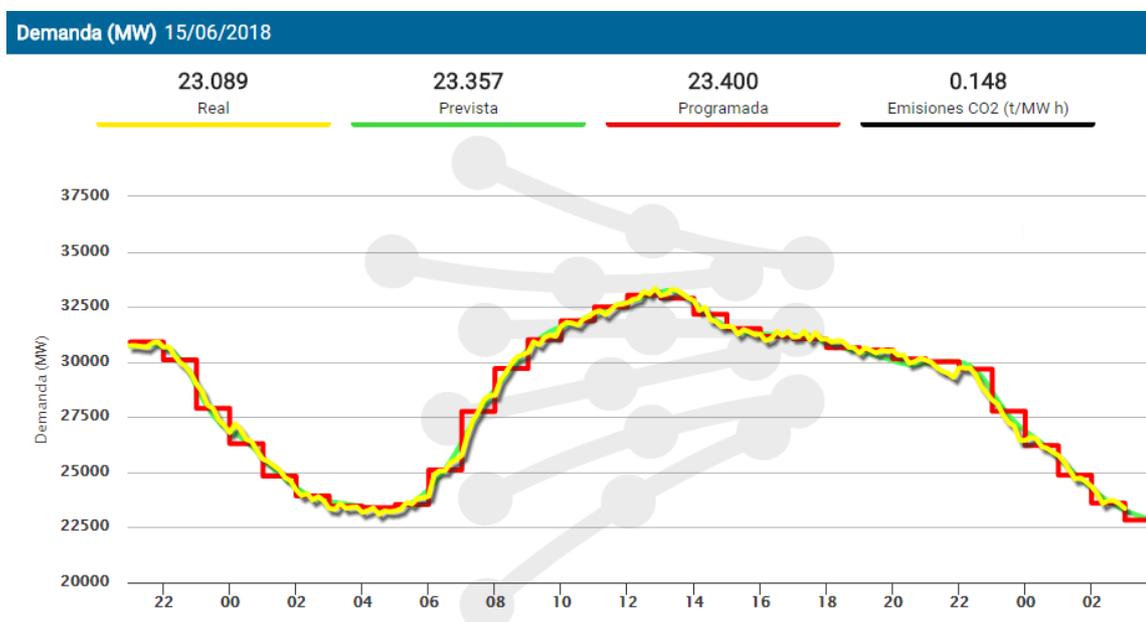


Figura 1-7 – Curva demanda eléctrica en la península el día 15/06/2018 [6].

La diferencia entre las curvas de producción y demanda, unido al tope de producción de 50 MW que tienen las plantas termosolares en nuestro país hará que utilizar un sistema de almacenamiento permita aprovechar el exceso de energía producida para poder emplearla cuando exista mayor demanda.

- Disminución de la aleatoriedad climatológica: En días en los que la climatología empeora espontáneamente, el sistema de almacenamiento ayudará a disminuir esta aleatoriedad ya que actúa como un compensador consiguiendo desacoplar la curva de radiación solar con la producción.
- Mejora del factor de planta: Se define el factor de capacidad (FC) de una central eléctrica como cociente entre la energía real generada por la central eléctrica durante un período (generalmente anual) y la energía generada si hubiera trabajado a plena carga durante ese mismo período, conforme a los valores nominales de las placas de identificación de los equipos [7]. Al disponer de un sistema de almacenaje permite producir energía eléctrica un mayor número de horas, lo que contribuirá a la mejora de este indicador, haciendo que la planta sea más rentable y eficiente.

Con todo esto queda expuestos los razonamientos por los cuales se decide incorporar sistemas de almacenamiento y como estos mejoran el rendimiento de la planta. Se van a presentar brevemente los diferentes tipos de sistemas de almacenamiento que existen.

1.3 Clasificación de los diferentes tipos de sistemas de almacenamiento

A continuación, se describen las principales características de los diferentes sistemas de almacenaje de energía térmica. En la figura que se muestra a continuación se muestra el nivel de desarrollo de los diferentes sistemas. Se observa que las tecnologías que tienen mayor capacidad de almacenaje son las menos desarrolladas a día de hoy:

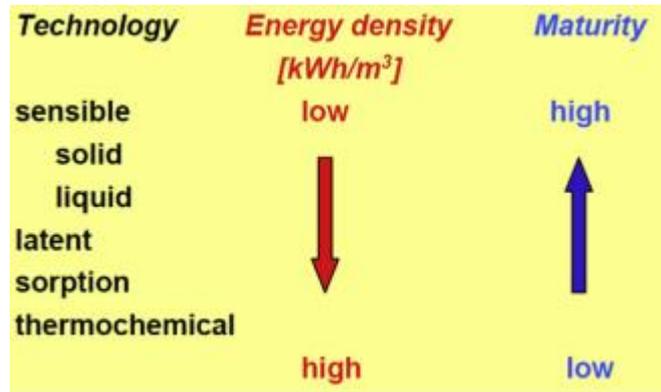


Figura 1-8 – Nivel de desarrollo de los sistemas de almacenaje [5].

1.3.1 Almacenamiento de calor sensible

Este tipo de sistemas de almacenamiento logran almacenar la energía elevando la temperatura de un medio sin sufrir ningún cambio de fase en el proceso de calentamiento – enfriamiento del sistema. La capacidad de almacenaje de energía de un material se mide en función del calor específico (C_p), el incremento de temperatura y la cantidad de material utilizado.

$$Q = m C_p \Delta T \quad (1.3.1-1)$$

Donde Q es la energía almacenada, m es la masa del medio de almacenamiento, (C_p) es el calor específico del material y ΔT es la temperatura cambio durante el proceso.

Los sistemas de almacenamiento en forma de calor latente, concretamente almacenamiento de sales líquidas, presentan las siguientes características:

- Tienen una temperatura máxima de trabajo que vendrá dada por la estabilidad química del material, que se encuentra entorno a los 400°C.
- Tienen una temperatura mínima de trabajo limitada por el punto de solidificación de las sales por lo que necesitará sistemas adicionales para mantener en todo momento una temperatura mínima dentro del sistema.
- Los materiales empleados tienen que tener una gran resistencia mecánica a alta temperatura, además de una resistencia a la corrosión por las sales.
- Estos sistemas estarán completamente aislados para evitar las pérdidas.

1.3.2 Almacenamiento de calor latente

El almacenamiento de calor latente es un proceso casi isotérmico que puede proporcionar cantidades de almacenamiento significativamente mejoradas en comparación a sistemas de almacenamiento sensibles del mismo rango de temperatura. Básicamente consiste en calentar un material hasta que se produzca un cambio de fase. El material absorbe una gran cantidad de energía para llevar a cabo el cambio de fase. La principal ventaja es la gran densidad de almacenamiento que suministra, a una temperatura constante.

A ésta energía se la denomina calor latente de fusión o de vaporización, según el caso. Éste proceso físico será el utilizado para almacenar energía en forma de calor hasta que sea necesaria. Momento en el cual se producirá el proceso inverso y se podrá recuperar gran parte de la energía inicial suministrada.

Algunos de los posibles materiales de almacenamiento de calor latente se presentan en la siguiente figura:

Tabla 1-2 - Materiales potenciales para el almacenamiento de calor latente [5].

T_{melt} (°C)	Material	Latent heat of fusion (J/g)	Thermal conductivity (W/m K)
307	NaNO ₃	177	0.5
318	77.2 mol% NaOH-16.2% NaCl-6.6% Na ₂ CO ₃	290	
320	54.2 mol% LiCl-6.4% BaCl ₂ -39.4% KCl	170	
335	KNO ₃	88	0.5
340	52 wt% Zn-48% Mg	180	
348	58 mol% LiCl-42% KCl	170	
380	KOH	149.7	0.5
380	45.4 mol% MgCl ₂ -21.6% KCl-33% NaCl	284	
381	96 wt% Zn-4% Al	138	
397	37 wt% Na ₂ CO ₃ -35% K ₂ CO ₃ -Li ₂ CO ₃	275	2.04
443	59 wt% Al-35% Mg-6% Zn	310	
450	48 wt% NaCl-52% MgCl ₂	430	0.96
470	36 wt% KCl-64% MgCl ₂	388	0.83
487	56 wt% Na ₂ CO ₃ -44% Li ₂ CO ₃	368	2.11
500	33 wt% NaCl-67% CaCl ₂	281	1.02
550	LiBr	203	
632	46 wt% LiF-44% NaF ₂ -10% MgF ₂	858	1.20
660	Al	398	250
714	MgCl ₂	452	

Los sistemas de almacenamiento en forma de calor sensible presentan las siguientes características:

- Son fuentes de calor a temperatura constante, lo que permite una recuperación del calor con muy poca diferencia de temperatura.
- Pueden soportar muchos ciclos sin degradación del material (PCM).
- Disminución de los problemas de asociados a las diferencias entre dilataciones de materiales puesto que, al estar prácticamente a una temperatura constante, las dilataciones también lo harán disminuyendo los problemas de ciclos térmicos.

1.3.3 Almacenamiento en forma de calor sensible - latente

Este tipo de sistema aprovecha las ventajas del almacenamiento en forma de calor sensible en fase sólida aprovechando también el calor sensible en fase líquida y el cambio de fase además del calor latente. La energía almacenada en masa m para una transición de sólido líquido en una fase material de cambio (PCM) es:

$$Q = m[C_{p_s}(T_m - T_s) + h + C_{p_l}(T_l - T_m)] \quad (1.3.3-1)$$

donde C_{p_s} y C_{p_l} son los calores específicos promedio en el sólido y fases líquidas respectivamente, h es la entalpía del cambio de fase, T_m es la temperatura de fusión, T_s es la temperatura del sólido y T_l es la temperatura del líquido.

Por tanto, este será la tipología del sistema a desarrollar puesto que se pretende maximizar la capacidad de almacenamiento, permitiendo además mantener unos niveles de almacenamiento elevados incluso cuando no se trabaje con temperaturas tan elevadas puesto que además del calor sensible en estado líquido, también seremos capaces de aprovechar el calor sensible en estado sólido y el calor latente del cambio de fase.

1.4 Descripción del general del problema

Hasta ahora se han presentado un resumen de los diferentes tipos de plantas industriales de generación de energía renovables que actualmente están operando. Además, se ha comprobado que el futuro de un tipo de estas plantas, las plantas termosolares, pasa por el desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía en forma de energía térmica dotándolas de mayor versatilidad ajustándose a la curva de demanda y aumentando su producción.

La integración en una planta termosolar de un sistema de almacenamiento es muy sencilla, ya que tal y como se hace actualmente con los sistemas de almacenamiento, se aprovecha la energía en forma de calor que hay disponible en el retorno al campo solar, incorporando este sistema y absorbiendo calor cuando la planta esté en máxima producción y cediéndola en las horas en las que no lo esté.

El esquema típico de una planta termosolar es el que se muestra en la siguiente ilustración:

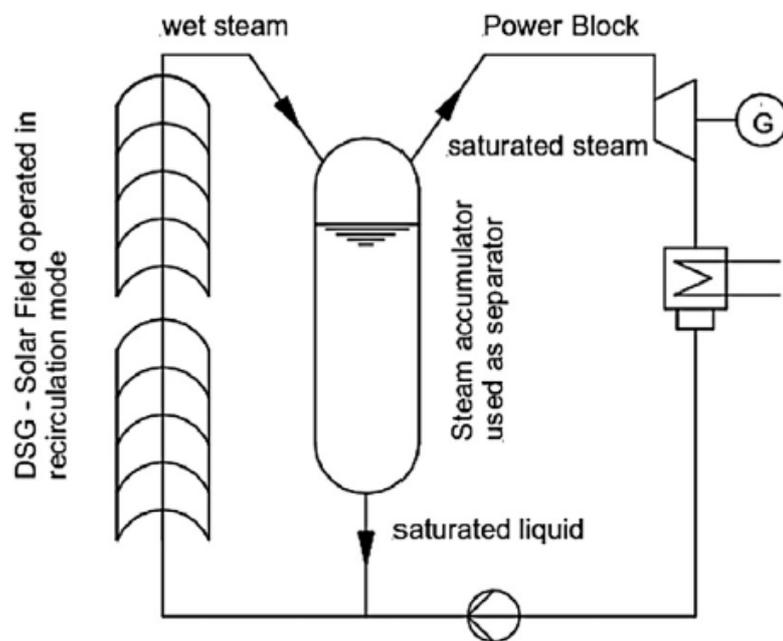


Figura 1-9 – Esquema típico planta termosolar

Por tanto, para la solución de este problema una vez barajado las distintas opciones, se reconoce el potencial que tienen los sistemas de almacenamiento. Actualmente este almacenamiento se realiza con sistemas de almacenamiento de sales líquidas, pero el objetivo de este estudio es aumentar su capacidad de almacenamiento desarrollando un sistema con cambio de fase puesto que con el mismo material conseguimos mayor densidad energética ya que se consigue aprovechar el calor sensible en fase sólida, líquida y además el calor latente del cambio de fase.

Los problemas que plantea el desarrollo de este tipo de intercambiador son los siguientes:

- Contracción/expansión del material de almacenamiento asociada a la solidificación/fusión del mismo, para lo cual se tendrá que desarrollar una geometría que permita esa expansión-contracción del material.
- Tensiones mecánicas asociadas a los ciclos térmicos debido a la diferencia entre temperaturas del material de almacenamiento y el de circulación y debido también a la diferencia de dilatación de los

diferentes materiales.

- Compatibilidad de dilataciones entre los diferentes materiales, por lo que habrá que tenerlo en cuenta en el desarrollo de la geometría.
- Incremento de la diferencia entre temperatura mínima y máxima de operación del sistema.

Por todo esto, se decide desarrollar un sistema de almacenamiento de energía térmica con cambio de fase con el objetivo de incrementar la capacidad de almacenamiento de los sistemas actuales y obteniendo a su vez una mayor densidad de almacenamiento

Este sistema no solo se podrá incorporar como sistema de almacenamiento en las plantas termosolares, sino que también se podrá incorporar en cualquier proceso industrial con instalaciones de media temperatura o incluso un uso doméstico, almacenando energía térmica para su posterior uso.

2 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO CON CAMBIO DE FASE

Desde hace años se están desarrollando sistemas de almacenamiento realizándose normalmente con tanques de sales fundidas, que asociados a las plantas termosolares consiguen extender su producción. El propósito de este proyecto, como ya se ha comentado anteriormente, es conseguir ese almacenamiento, pero con un equipo que disponga de mayor densidad energética. Esto se pretende conseguir aprovechando no solo el calor sensible que proporciona el material al calentarse, sino también el calor latente.

Para ello se va a analizar el material de almacenamiento, además de la geometría del equipo y por tanto se definirá el volumen necesario del material de almacenamiento.

2.1. Introducción

Como introducción a la definición del sistema de almacenamiento con cambio de fase objeto de estudio, se va a explicar cómo aumenta la temperatura del material (Phase change materials, PCM) en función de la energía suministrada. Para ello vamos a ayudarnos de la siguiente gráfica:

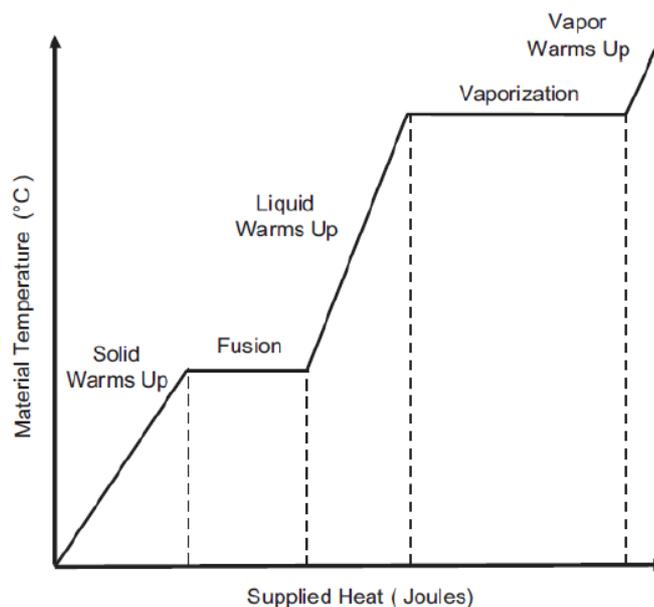


Figura 2-1 – Gráfica temperatura del material – energía suministrada [8].

Tal y como se muestra en la figura anterior, en un estado inicial se tiene el material en estado sólido si se le comunica gradualmente calor, dicho material va aumentando su temperatura linealmente hasta que llega a su temperatura de fusión. Al llegar a esa temperatura, si se continúa añadiendo calor, dicha energía no se emplea

en aumentar la temperatura del sistema, sino que se emplea en el cambio de fase de sólido a líquido, por lo que dicha temperatura permanecerá constante mientras que el material cambia de fase.

Una vez que todo el material se ha pasado a estado líquido, se reanuda el aumento de temperatura, pero esa vez con la capacidad calorífica del material en estado líquido. El aumento de temperatura continúa hasta que se llega a la temperatura de ebullición, momento en que de nuevo se detiene el aumento de temperatura, mientras el material se pasa a estado gaseoso.

A la inversa ocurre cuando comenzamos con el material en estado gaseoso y vamos extrayendo calor gradualmente. La temperatura irá descendiendo siendo interrumpido mientras el material se condensa y posteriormente se solidifica.

Como conclusión se tiene que un primer efecto del calor es aumentar la temperatura del sistema y como segundo efecto se tendrá el cambio de fase del sistema.

2.2. Materiales

2.2.1 Material de almacenamiento

Los Phase Change Materials (PCMs) son los materiales que se usan para almacenar la energía térmica en forma de calor latente. Algunas de sus ventajas e inconvenientes son las que se citan a continuación [9]:

Ventajas:

- Son fuentes de calor a temperatura constante: El almacenamiento de energía térmica en este tipo de materiales permite obtener un foco térmico a igual temperatura durante el proceso de cambio de fase.
- Gran densidad de almacenamiento. Se puede afirmar que los sistemas que utilizan almacenamiento en forma de calor latente tienen en el entorno de 50-100 veces mayor capacidad de almacenamiento que si fuera en forma de calor sensible, para una misma cantidad de material.
- Recuperación del calor sin necesidad de una gran diferencia de temperatura. Al poder elegir el PCM que mejor se adapte al punto de trabajo del fluido caliente. Esto es una gran ventaja desde el punto de vista energético y exergético.
- Uso repetitivo. El número de ciclos de fusión-solidificación que pueden soportar sin mostrar degradación es muy elevado.

Inconvenientes:

- Necesidad de una búsqueda exhaustiva entre los diferentes tipos de PCM hasta encontrar el modelo que más se adecue a nuestro caso, en concreto, buscaríamos materiales con temperaturas de cambio de fase en el entorno de los 100°C.
- La mayoría de los materiales usados en esta tecnología tienen una baja conductividad calorífica, por lo que deben emplearse técnicas de mejora de la transferencia de calor para poder considerar esta tecnología como una alternativa rentable y comercial, respecto a las tecnologías actualmente en uso como sistemas de almacenamiento térmico.
- Depósitos sólidos sobre las superficies de los intercambiadores de calor y posibles problemas de corrosión según los materiales utilizados.
- Degradación con el número de ciclos. Según el material PCM utilizado se produce una mayor o menor degradación del mismo conforme se realizan ciclos a altas temperaturas.

En este estudio nos vamos a centrar en el cambio de fase Líquido-Sólido que además de las ventajas e inconvenientes asociadas al material, tiene un inconveniente añadido y es que se al realizar el cambio de fase se produce una expansión del entorno del 10% en comparación al volumen original. Esta característica será un condicionante muy importante a tener en cuenta a la hora de diseñar la geometría del intercambiador, debido a que al producirse la expansión-contracción del material se podrían producir concentraciones de tensiones que terminen dañando el equipo.

El proceso al que se va a someter el material de almacenamiento es el siguiente:

1. En un estado inicial se encuentra en estado sólido realizándose la transmisión de calor mediante conducción.
2. Se irá produciendo el cambio de fase, formando una película líquida alrededor del sólido y empezará a transmitirse el calor por convección natural.
3. En un estado final se tendrá todo el material en estado líquido, preparado para realizar el proceso inverso y recuperar la energía previamente almacenada.

En este proceso el material llegará a alcanzar temperaturas de 300°C por lo que, para este rango de temperatura, las sales inorgánicas son de gran interés tanto en forma simple o en forma de compuesto salino debido a sus temperaturas de fusión.

Para el presente estudio se han evaluado varias composiciones de sales como fluido caloportador que pudieran encajar en el rango de temperatura de trabajo anteriormente descrito. Se ha seleccionado una sal inorgánica eutéctica cuaternaria compuesta fundamentalmente por nitratos alcalinos y alcalinotérreos. Esta sal cumple con todos los requisitos demandados para la aplicación, siendo sus propiedades en el rango de aplicación las siguientes:

- Temperatura de fusión = 113°C
- Estabilidad química hasta 450°C
- Capacidad calorífica = 93 – 148 J/K mol (150°C – 400°C)
- Conductividad térmica = 0.45 – 0.50 W/mK (150°C – 300°C)
- Densidad = 1.9 – 2.2 g/cm³ (Líquido – Sólido)
- Viscosidad = 6.0 – 1.6 cP

2.2.2 Material del intercambiador

Los principales factores a tener en cuenta para la elección del material son las condiciones de diseño y la corrosión que produce en los metales las sales fundidas. No hay muchos estudios que se centren en el estudio de materiales para este tipo de intercambiadores y menos aún que se centren en la corrosión de estos materiales debido a las sales fundidas.

Algunos estudios existentes sobre la corrosión en acero concluyeron que las impurezas típicamente contenidas en sales tienen efectos relativamente pequeños en corrosión de aceros inoxidables y al carbono en sales fundidas. Llegaron a la conclusión de que en aplicaciones donde la temperatura se limite a 400°C o menos, se puede considerar el uso de aceros al carbono. Para temperaturas más altas, es útil usar acero inoxidable para materiales de tanques u otros componentes del sistema. La siguiente tabla muestra algunos de los materiales usados con altas temperaturas [5].

Tabla 2-1 - Materiales usados con sales a altas temperaturas [5].

Salt used	Container material	Operating temperatures
KNO ₃ ; KNO ₃ /KCl; NaNO ₃	AISI 1015 (PCM) AISI K01200 (Tank)	T _{min} = 270 °C; T _{max} = 350 °C
KNO ₃ /NaNO ₃ /Ca(NO ₃) ₂ binary and ternary mix	304 and 316SS and A36 carbon steel	570 °C for SS; 316 °C for C steel
KNO ₃ /NaNO ₃ /Ca(NO ₃) ₂ MgCl ₂ /KCl	316SS and high nickel alloys	450 °C and 500 °C 850 °C for 100 h
Fluoride salt eutectics	Inconel 617	727 °C for 20,000 to 30,000 h

El sistema a desarrollar alcanzaría una temperatura máxima de sales de 300°C, pero además tendría que resistir la presión de trabajo del fluido térmico, en nuestro caso, agua saturada a 80 bar, lo que hace que esto condicione bastante la elección del material. Finalmente se decide utilizar un material aleado que se aplica en equipos a presión a alta temperatura y que tiene las siguientes características:

- Material: ASME SA 533 Gr. C
- Composición química:
 - C: 0.25
 - Si: 0.13/0.45
 - Mn: 1.07/1.62
 - P: 0.035
 - S: 0.035
 - Mo: 0.41/0.64
 - Ni: 0.67/1.03
- Propiedades físicas definidas en: BPVC Section II-Materials-Part D [10].

2.3. Energía almacenada

Una vez seleccionado el tipo de sal y sabiendo sus propiedades, se va a calcular la cantidad de energía que se puede almacenar en 6 m³ de dichas sales. Se ha elegido esta cantidad para poder obtener al final del estudio un intercambiador que sea de fácil transporte para que se pueda transportar y conectar directamente al sistema de generación de energía térmica. Las condiciones del sistema al que se conecta son las siguientes:

- Temperatura de diseño: 300 °C
- Temperatura inicial del sistema: 60°C
- Presión de diseño: 80 bar
- Fluido térmico: Agua líquida saturada.

Con todos estos datos y se puede calcular la energía que se puede almacenar en 6 m³ de sales. Para ello se utiliza la fórmula (1.3.3-1) realizando el cálculo por cada término:

- Primer término: Energía almacenada en forma de calor sensible líquida:

$$Q_{S.Líquida} = mC_{p_l}(T_f - T_m) = v \cdot \rho_l \cdot C_{p_l}(T_f - T_m) \quad (2.3-3)$$

Siendo:

- v : Volumen de sales (m³)
- ρ_l : Densidad de sales en estado líquido (kg/m³)
- C_{p_l} : Capacidad calórica de sales en estado líquido (J/mol K)
- T_m : Temperatura de fusión (°C)
- T_f : Temperatura final del sistema (°C)

Por lo que la energía almacenada es la siguiente:

$$Q_{S.Líquido} = 6 \text{ m}^3 \cdot 1908 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(148,88 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \div 85 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) \cdot (300^\circ\text{C} - 113^\circ\text{C}) = 3.749.865,94 \text{ kJ}$$

Esta sería la energía que podríamos almacenar en el sistema usando los sistemas de almacenamiento actuales. A continuación, se va a calcular el resto de los términos del problema con cambio de fase para poder compararlo con el sistema anterior:

- Segundo término: Energía almacenada en forma de calor latente (cambio de fase):

$$Q_L = m \cdot h = v \cdot \rho_l \cdot h \quad (2.3-2)$$

Siendo:

- v : Volumen de sales (m^3)
- ρ_l : Densidad de sales en estado líquido (kg/m^3)
- h : Entalpía del cambio de fase (kJ/kg)

Por lo que la energía almacenada es la siguiente:

$$Q_L = 6 m^3 \cdot 1908 \frac{kg}{m^3} \cdot 182 \frac{kJ}{kg} = 2.083.536 kJ$$

Por tanto, con este sistema que incorpora el cambio de fase se incrementa el almacenamiento en un 55% con respecto al sistema anterior:

$$Q_{S.Liquido} = 3.749.865,94 kJ$$

$$Q_{S.Liquido} + Q_L = 5.833.401,94 kJ$$

Pero además al producirse el cambio de fase, se puede aprovechar una parte de calor sensible en estado sólida, llegando hasta la mínima temperatura de trabajo del sistema:

- Tercer término: Energía almacenada en forma de calor sensible sólida:

$$Q_{S.Solido} = m C_{p_s} (T_m - T_i) = v \cdot \rho_s \cdot C_{p_s} (T_m - T_i) \quad (2.3-1)$$

Siendo:

- v : Volumen de sales (m^3)
- ρ_s : Densidad de sales en estado sólido (kg/m^3)
- C_{p_s} : Capacidad calórica de sales en estado sólido ($J/mol K$)
- T_m : Temperatura de fusión ($^{\circ}C$)
- T_i : Temperatura inicial del sistema ($^{\circ}C$)

Por lo que la energía almacenada es la siguiente:

$$Q_{S.Solido} = 6 m^3 \cdot 2260 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(93,05 \frac{J}{mol K} \div 85 \frac{g}{mol} \right) \cdot (113^{\circ}C - 60^{\circ}C) = 786.792,28 kJ$$

Por tanto, con este sistema que incorpora el cambio de fase y aprovecha la energía en forma de calor sensible en estado sólido, se incrementa la capacidad de almacenamiento en un 13,5% con respecto al sistema anterior en el que no se aprovechaba ese calor y con respecto al sistema inicial en el que solo se aprovecha el calor sensible en estado líquido en un 76%:

$$Q_{S.Liquido} = 3.749.865,94 kJ$$

$$Q_{S.Liquido} + Q_L = 5.833.401,94 kJ$$

$$Q_{S.Liquido} + Q_L + Q_{S.Solido} = 6.620.194,24 kJ$$

Por lo que queda justificado el desarrollo de este tipo de sistema, siendo la energía total almacenada:

$$Q_{almacenada} = Q_{S.Solido} + Q_L + Q_{S.Liquido} = 786.792,28 \text{ kJ} + 2.083.536 \text{ kJ} + 3.749.865,94 \text{ kJ}$$

$$Q_{almacenada} = 6.620.194,23 \text{ kJ}$$

Una vez se ha obtenido la energía total almacenada, se va a estudiar el porcentaje con el que contribuyen los tres términos para obtener la energía total:

Energía aportada por calor sensible sólido = 11,88 % (*Primer término*)

Energía aportada por calor latente = 31,47 % (*Segundo término*)

Energía aportada por calor sensible líquido = 56,64 % (*Tercer término*)

Se puede observar que, utilizando la energía almacenada en forma de calor latente, se obtiene un 31,5% más de energía potencialmente almacenada y además nos permite también aprovechar la energía almacenada en forma de calor sensible en estado sólido es decir un 11,9% más, lo que hace que utilizando un sistema con esta tecnología seamos capaces de recuperar un 43% extra de energía previamente almacenada consiguiendo así una mayor densidad de almacenamiento.

2.4. Definición de la geometría

Una vez seleccionado el material de almacenamiento y definida la cantidad de material a almacenar para conseguir la capacidad de almacenamiento necesaria, el siguiente paso es definir la geometría del equipo. Los condicionantes principales a tener en cuenta son:

- Se produce una expansión del entorno del 10% en comparación al volumen original del material de almacenamiento cuando se produce el cambio de fase y a la inversa se produce una contracción del mismo por lo que habrá que evitar posibles concentraciones de tensiones.
- El material de almacenamiento se solidificará en el proceso, se debe de tener en cuenta para no obstruir conductos por los que tenga que circular ya que podría generar saltos de presiones.
- Se quiere que el sistema sea de fácil transporte e instalación, por lo que se requiere de un sistema compacto.
- El fluido de trabajo del que se va a extraer energía es agua saturada con unas condiciones de diseño de P=80 bar y T=300°C.

Con todos estos condicionantes se han valorado varios tipos de geometrías, teniendo en cuenta todos los condicionantes descritos más arriba, se ha optado por un intercambiador en el que el fluido permanezca estacionario evitando así problemas de atascos por solidificación (ya que no tiene que circular por tubos) y problemas con contracción/expansión del material, además las sales se van a mantener a presión atmosférica, independizándolas de la presión de trabajo del fluido térmico, por tanto el resultado será un sistema con dos cámaras diferenciadas, una de las cuales contendrá las sales y la otra por donde circulará el fluido térmico. Las dos geometrías propuestas son:

- Intercambiador tipo “probeta” donde el fluido circula por el interior y las sales permanecen estacionarias dentro de las “probetas”.

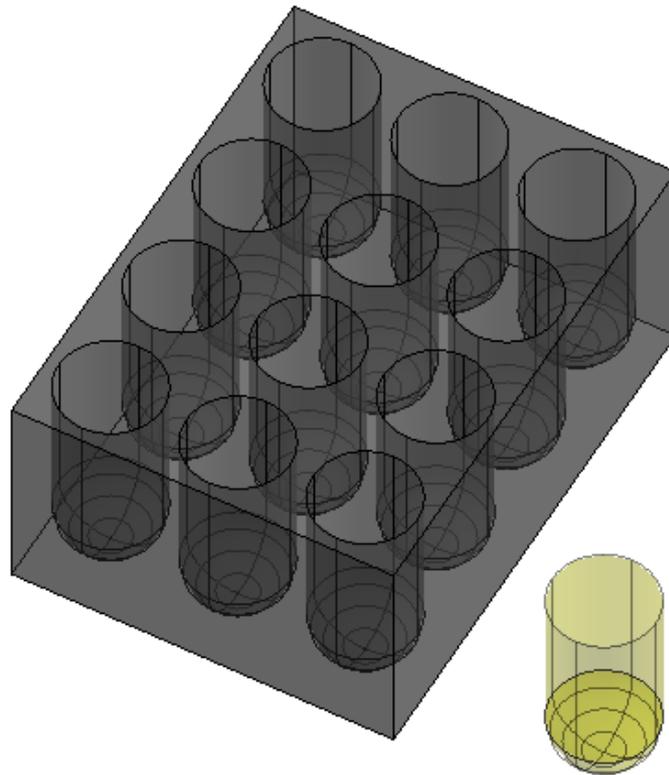


Figura 2-2 – Intercambiador tipo “probeta”.

- Intercambiador tipo depósitos de sales donde el fluido circula por el interior y las sales permanecen estacionarias dentro de los depósitos.

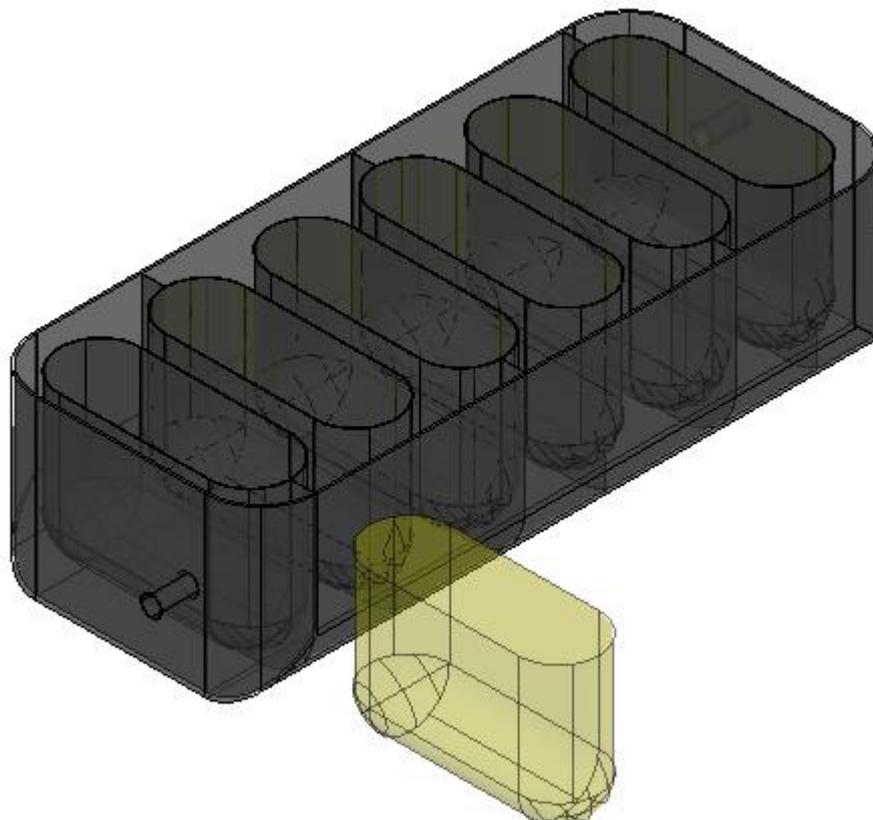


Figura 2-3 – Intercambiador tipo depósitos de sales

Tras el modelado de las dos geometrías se decide que, aunque la primera geometría tiene mayor superficie de contacto para realizar el intercambio de calor con las sales, también tiene una menor densidad de almacenaje puesto que se necesita mayor espacio para almacenar el mismo volumen de sales que en la segunda opción, por lo tanto, se decide desarrollar el estudio con la segunda tipología de intercambiador.

2.5. Predimensionado del equipo

Para empezar a realizar los cálculos, se va a realizar un predimensionamiento para ello se va a tener en cuenta lo siguiente:

- Para poder almacenar el volumen de sales necesario para el almacenamiento anteriormente estimado hacen falta 6 depósitos de aproximadamente 1 m^3 cada uno además hay que dejar un volumen extra para la expansión/contracción de las sales. Dicho volumen se rellenará de un gas inerte.
- Se opta por un sistema de esquinas redondeadas con lo que se evita zonas de posibles concentraciones de tensiones.
- Para que el fluido recorra todo el interior del intercambiador, se dispondrán unos deflectores.
- Las conexiones con el sistema exterior se realizarán mediante tubuladuras bridadas.
- Para poder inspeccionar el interior del equipo, debido a su estrechez ya que se quiere que sea lo más compacto posible, la tapa será atornillada pudiendo retirarse para realizar las posibles inspecciones/repificaciones.
- Los depósitos de sales tendrán tapas independientes así, aunque se realice el mantenimiento de un depósito, el equipo no quedará completamente fuera de servicio, sino que simplemente reducirá su capacidad de almacenamiento.

Teniendo en cuenta todas las consideraciones anteriores, se ha realizado el predimensionado del equipo para empezar a realizar los primeros análisis siendo sus dimensiones principales las indicadas en las siguientes imágenes (cotas en milímetros):

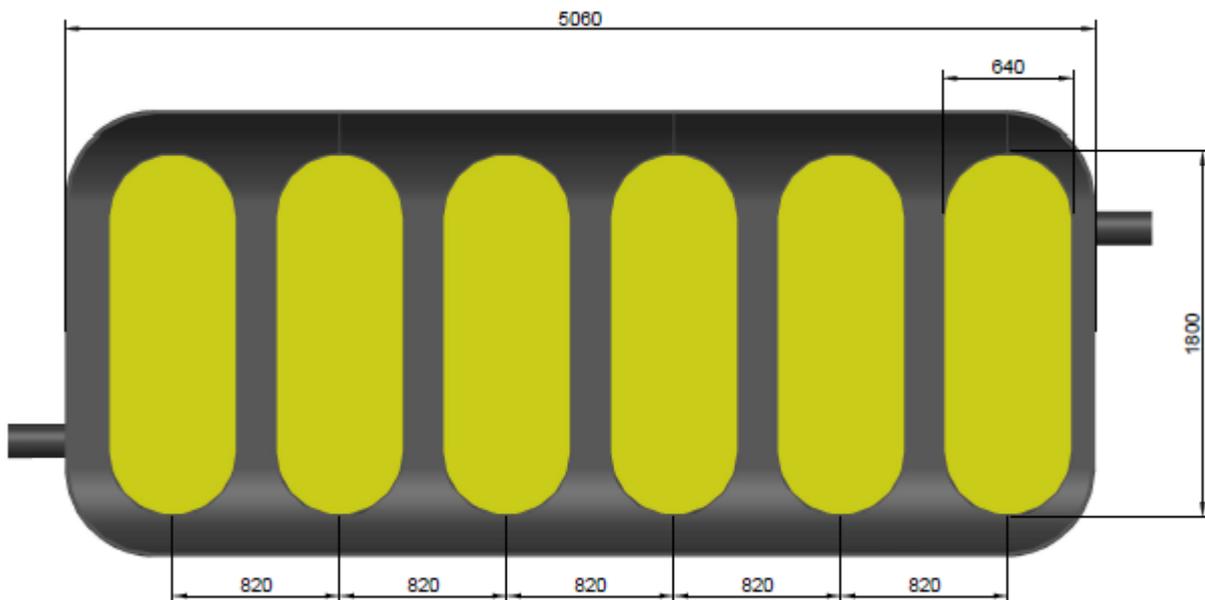


Figura 2-4 – Dimensiones predimensionado planta del intercambiador

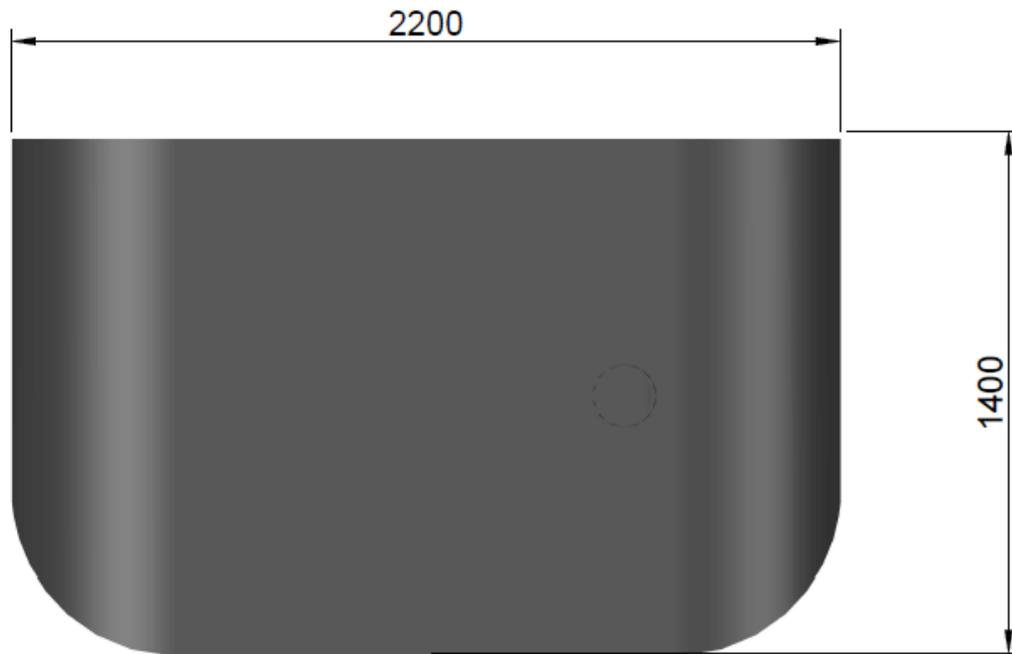


Figura 2-5 – Dimensiones predimensionado perfil del intercambiador

Por último, se va a estimar el espesor del equipo. Para ello como no existe ninguna normativa específica que recoja este tipo concreto de geometría se va a realizar una estimación del espesor suponiendo que el intercambiador tiene forma cilíndrica utilizando la norma BPVC Section VIII –Rules for Construction of Pressure Vessels - Division 1 [11], apartado UG-27 “Thickness of shells under internal pressure”.

En ese apartado se indica que el mínimo espesor requerido por las placas sometidas a presión interna no debe ser menor a la calculada por la siguiente fórmula, considerando que el espesor no excede la mitad del radio interior y la presión interna no excede 0.385 veces el coeficiente de eficiencia de junta por la tensión máxima admisible (en este caso se cumplen ambas condiciones):

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

Siendo:

- P : Presión interna de diseño (MPa).
- R : Radio interno de la placa en consideración (mm).
- S : Tensión máxima admisible del material (MPa).
- E : Eficiencia de junta.

Por lo que:

$$t = \frac{8 \text{ MPa} \cdot 1400 \text{ mm}}{177 \text{ MPa} \cdot 0.9 - 0.6 \cdot 8 \text{ MPa}} = 64.9 \text{ mm} \cong 65 \text{ mm}$$

Hay que tener en cuenta que este espesor es aproximado para un recipiente de sección circular debido a las consideraciones realizadas para aplicar el cálculo recogido en el código ASME por tanto, como se tiene una geometría más desfavorable en cuanto a soportación de esfuerzos a tracción se refiere, este será el espesor mínimo de los elementos que estén sometidos a esas tensiones.

3 CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE SALES FUNDIDAS

El objetivo de este apartado es obtener el cálculo del intercambiador de sales fundidas. Para ello, partiendo del predimensionamiento realizado anteriormente, se van a realizar diferentes simulaciones mediante el método de los elementos finitos con el programa ANSYS, obteniendo una geometría final del sistema y las cargas a las que está sometido, todo ello con el objetivo final de verificar el correcto funcionamiento una vez aplicadas las cargas y justificar la integridad estructural del conjunto. Se van a realizar las siguientes simulaciones:

- ANSYS Fluent: Análisis de la geometría interior.
- ANSYS Mechanical – Structural: Análisis estático de cargas; optimización de la geometría.
- ANSYS Fluent: Análisis térmico del sistema.
- ANSYS Mechanical – Structural + Thermal: Análisis de los efectos térmicos y estructurales.

3.1 Análisis de la geometría interior

El objetivo principal de este análisis es validar la geometría interior del intercambiador para ello se va a realizar un análisis mediante el módulo de Fluent donde se analizará el recorrido del fluido caloportador, en nuestro caso agua saturada, por el interior del intercambiador.

3.1.1 Geometría

Este análisis se va a realizar solamente en la sección media del equipo. A continuación, se muestra la geometría empleada en la simulación.

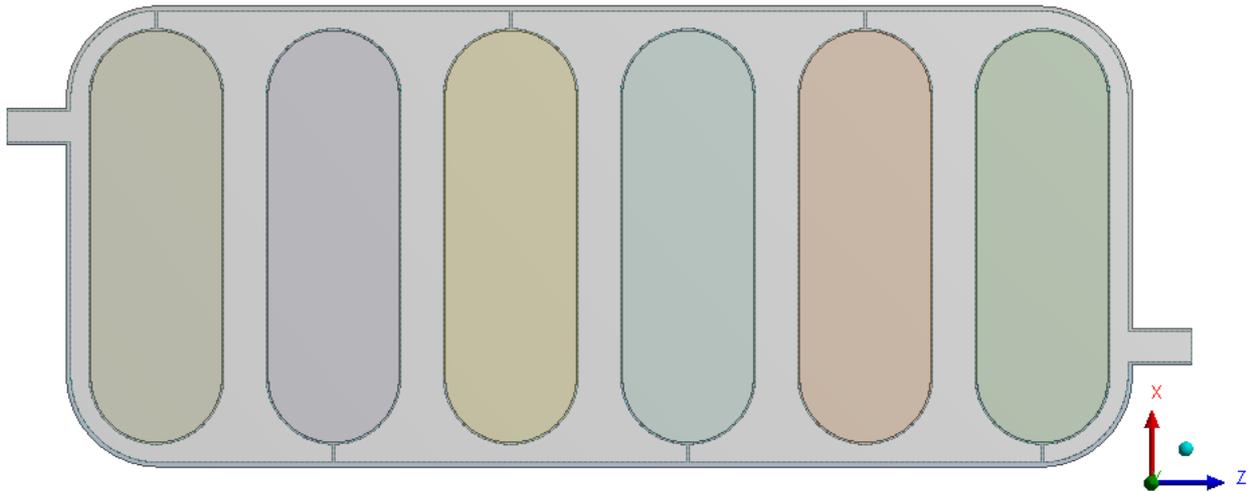


Figura 3-1 – Geometría para el análisis del interior.

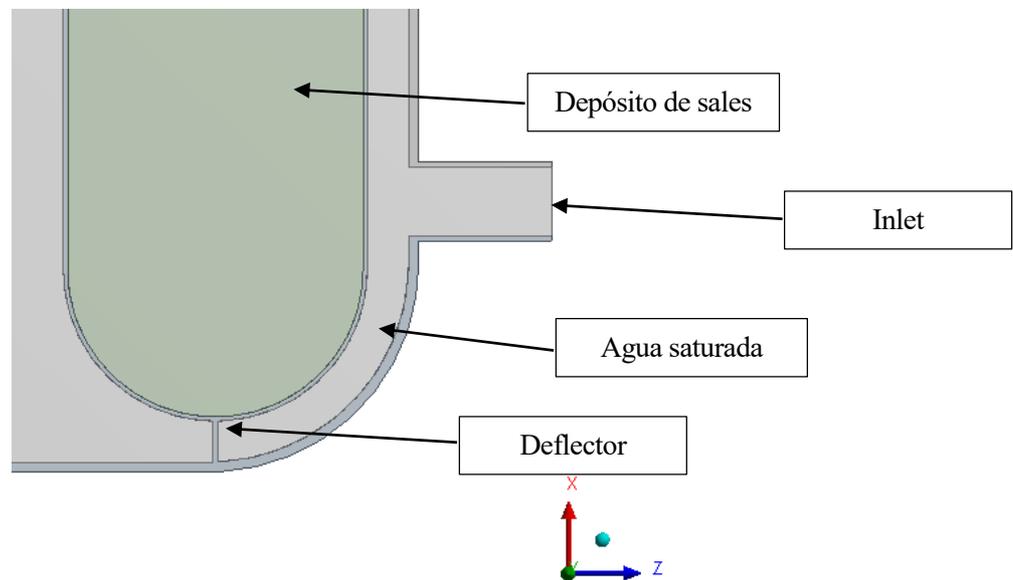


Figura 3-2 – Detalle de entrada al intercambiador.

3.1.2 Materiales

En este análisis se van a emplear diferentes tipos de materiales según estemos en la zona sólida o líquida. Para la realización de este cálculo se han tenido en cuenta los siguientes datos de partida.

Propiedades consideradas para el material del intercambiador, en este caso se ha creado el material a533grc con las siguientes propiedades en la biblioteca de Fluent:

- Densidad: 7800 (kg/m³)
- Calor específico: 470 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 52 (w/m k)

Propiedades consideradas para el material del fluido caloportador, en este caso agua saturada:

- Densidad: 998.2 (kg/m³)
- Calor específico: 4182 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 0.6 (w/m k)
- Viscosidad: 0.001003 (kg/m s)

Propiedades consideradas para el material del fluido de almacenamiento, en este caso sales cuaternarias:

- Densidad: 1900 (kg/m³)
- Calor específico: 1600 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 0.5 (w/m k)
- Viscosidad: 0.0016 (kg/m s)

3.1.3 Mallado

Para el mallado se ha utilizado un elemento del tamaño máximo adecuado para las zonas globales (50 mm) y un tamaño mínimo de (0.50 mm), utilizándose la función para la definición del tamaño: “Proximity and curvature”. Así se obtiene un refinamiento con elementos más pequeños para las zonas críticas. La siguiente figura muestra la malla:

- Nodos: 53.187
- Elementos: 40.703

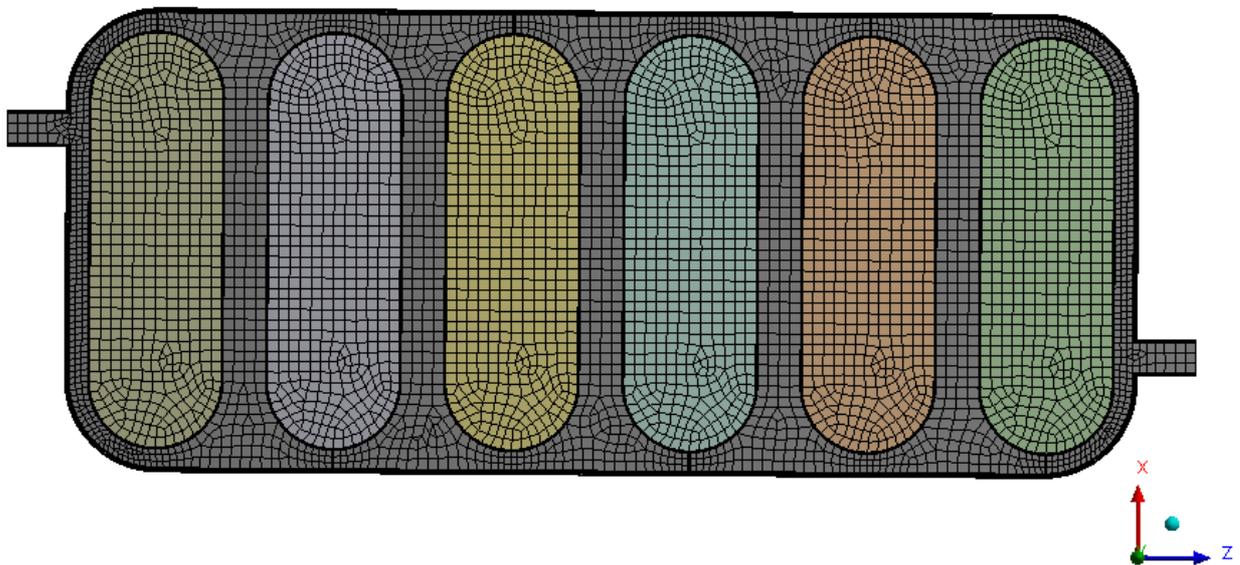


Figura 3-3 – Vista global de la geometría mallada.

3.1.3.1 Named selections

Las siguientes “named selection” se introducen para aplicar las condiciones de límites dentro de ANSYS Fluent como se puede ver en las siguientes figuras:

fluid_water

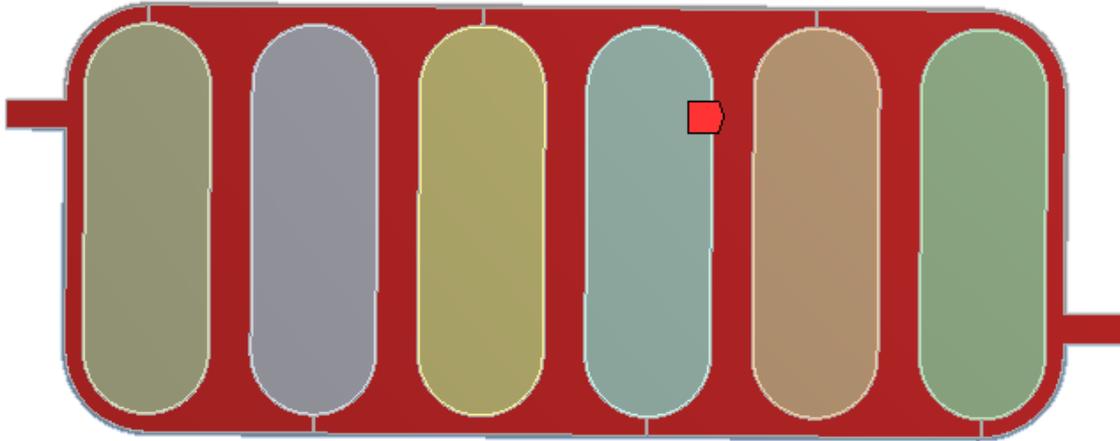


Figura 3-4 – Named selection: “Fluid water”.

salt

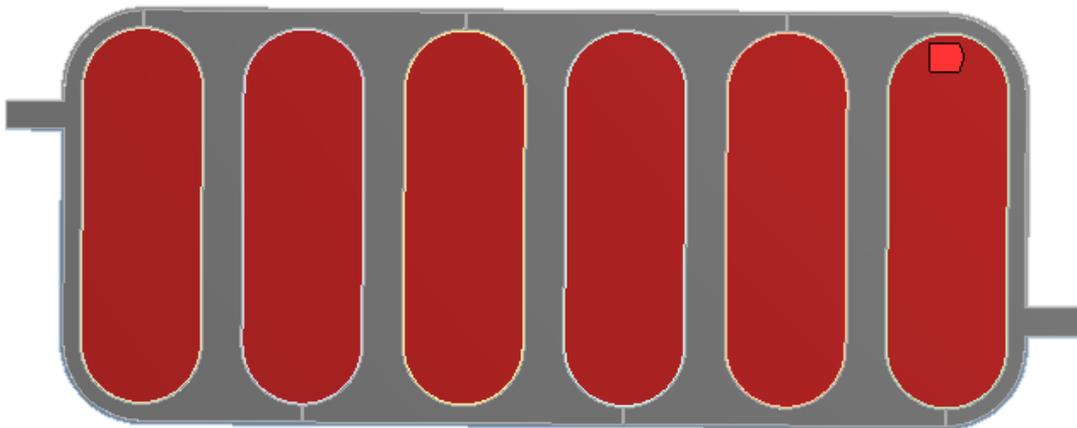


Figura 3-5 – Named selection: “Salt”.

solid_wall

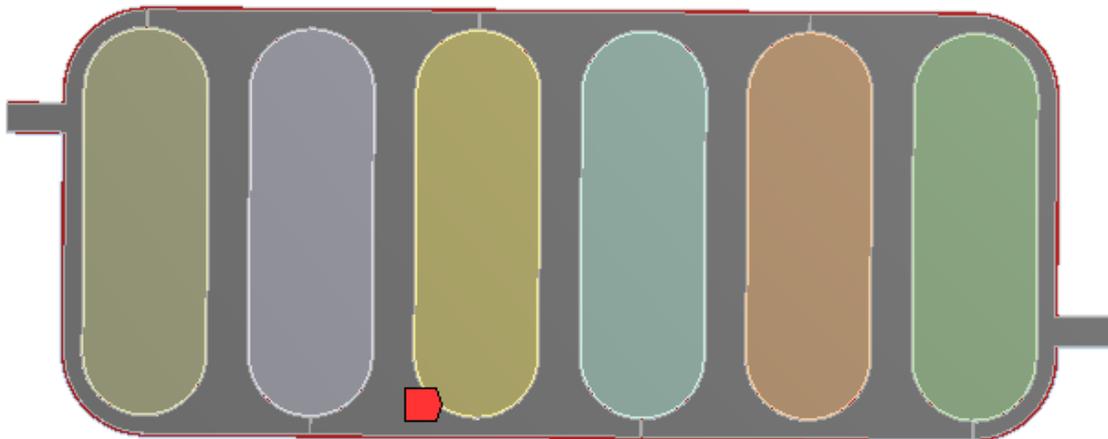


Figura 3-6 – Named selection: “Solid_wall”.

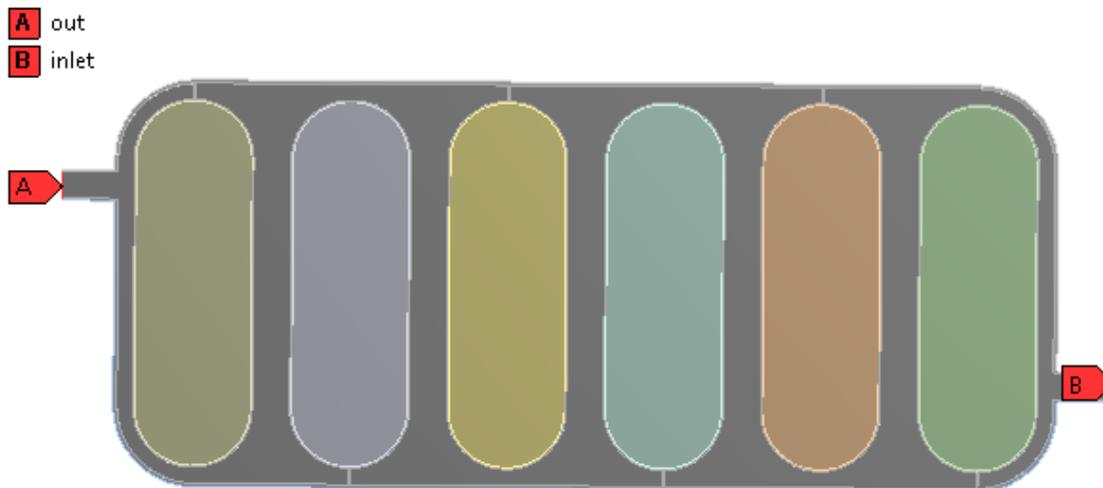


Figura 3-7 – Named selection: “Inlet , Out”.

3.1.4 Análisis

3.1.4.1 Configuración general

El análisis se realiza en el módulo de Fluent. En primer lugar, en la configuración general del cálculo, se establece el solucionador en el método basado en presión, la formulación de velocidad se establece en Absoluto y el tiempo se establece en transiente.

3.1.4.2 Configuración del modelo de cálculo

En la rama Modelos como el problema incluye la transferencia de calor, deben incluirse los modelos físicos relevantes que gobiernan la transferencia de calor, por lo tanto, se activa la ecuación de la energía.

Se activa también el flujo viscoso en k- ϵ . El modelo estándar k- ϵ es uno de los modelos RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) implementados en ANSYS Fluent, que son el enfoque más económico para el cálculo de flujo industrial complejo turbulento.

Como las propiedades de las sales varían relativamente poco con el cambio de fase y con la temperatura, se decide que las propiedades sean constantes y además se simplifica también obviando el cambio de fase, ya que el principal problema que podemos tener con el cambio de fase es que las sales se contraigan en la solidificación y estas no se encuentren en contacto total con las paredes del interior del depósito de sales. Esto lo único que provocará será un pequeño retraso en el proceso de calentamiento de las mismas no teniendo una influencia significativa en el análisis global del sistema.

3.1.4.3 Condiciones de zona

En las condiciones de zona se selecciona el material líquido agua para la selección “Fluid water”, se selecciona el material líquido sal para la selección “Salt” y por último se selecciona el material sólido aluminio para la selección “solid”.

3.1.4.4 Condiciones de contorno

Como el problema incluye transferencia de calor, hay que definir las condiciones de límite térmico en las entradas y salidas de flujo. Las condiciones de contorno se establecen con los siguientes parámetros:

- Inlet
 - Velocidad (m/s): 1
 - Presión inicial (Pa): 0
 - Turbulencia
 - Método: Intensidad y ratio de viscosidad
 - Intensidad turbulenta (%): 5
 - Ratio de viscosidad turbulento: 10
 - Temperatura (k): 573

- Out
 - Presión (Pa): 0
 - Turbulencia
 - Método: Intensidad y ratio de viscosidad
 - Intensidad turbulenta (%): 5
 - Ratio de viscosidad turbulento: 0.03
 - Temperatura (k): 333

- Wall_inlet
 - Temperatura (k): 573
 - Material: a533grc

- Wall_out
 - Temperatura (k): 573
 - Material: a533grc

- Wall-fluid, Wall-Salt, Wall-solid; Regiones de contacto:
 - Condiciones térmicas: Coupling
 - Material: a533grc

3.1.5 Resultados

El objetivo de este análisis era validar la geometría interior, para ello se va a ver los vectores de velocidades y se identificará las zonas donde se tengan picos de velocidad.

Los resultados se muestran en las siguientes imágenes:

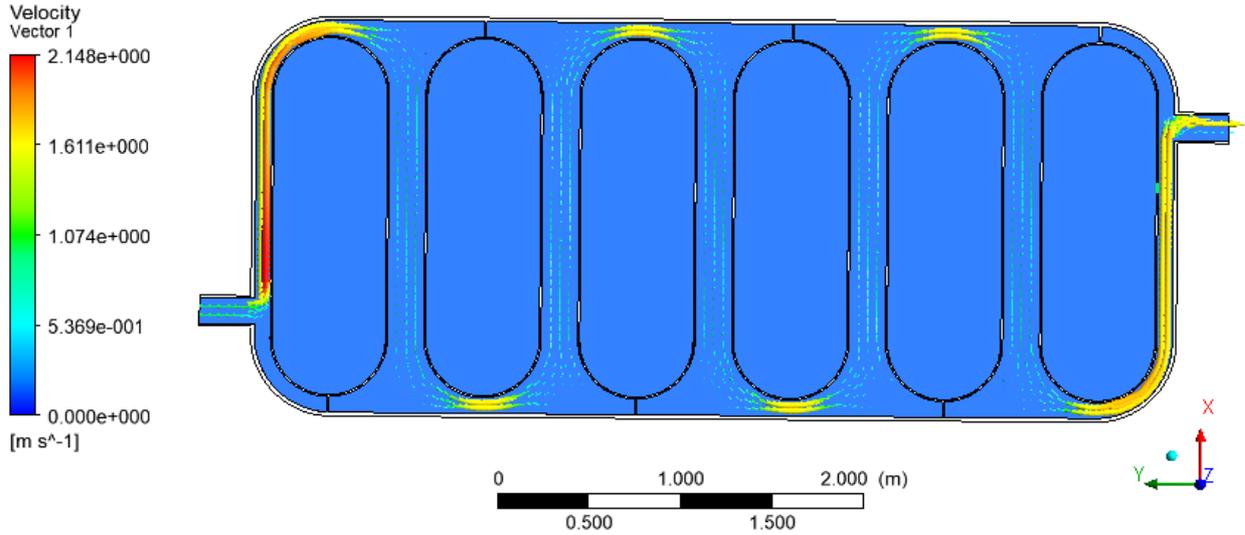


Figura 3-8 – Perfil de velocidades en el interior del intercambiador.

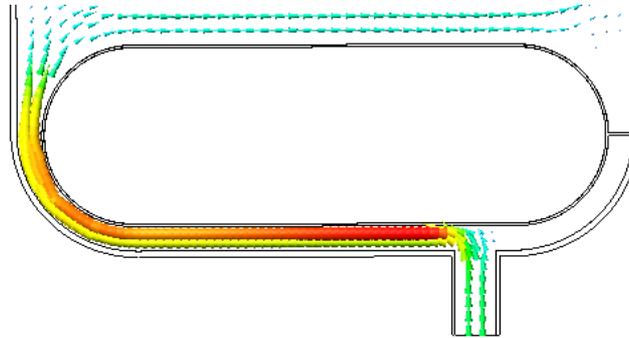


Figura 3-9 – Detalle incremento de velocidades en la entrada al intercambiador.

Como se puede observar en las figuras superiores, la velocidad se duplica al pasar por el primer depósito del intercambiador en comparación con las velocidades que se alcanzan al pasar por la estrechez del resto de los depósitos. Esto generará una concentración de tensiones en esa zona tal y como se puede comprobar en la siguiente figura:

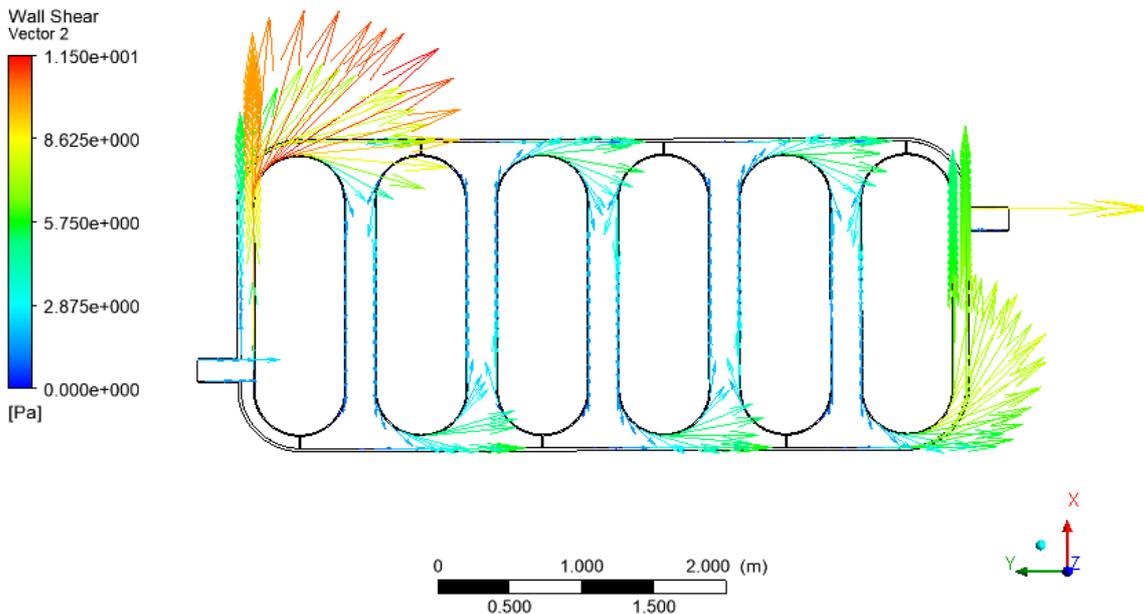


Figura 3-10 – Cortante en las paredes del interior del intercambiador.

3.1.6 Conclusiones

A la vista de los resultados se decide redimensionar el intercambiador ampliando los espacios entre depósitos para reducir el incremento de velocidades que se produce al estrecharse. Además, también se decide aumentar los espacios para hacerlo viable constructivamente ya que el soldador tiene que tener espacio para poder soldar.

3.2 Análisis estático del modelo

En este apartado se implementan las conclusiones del apartado anterior. Además, se han realizado diferentes análisis hasta llegar a una solución final de la geometría. El objetivo principal de este análisis es validar la geometría completa del intercambiador una vez sometida a cargas estáticas tales como gravedad, presión, presión hidrostática, etc.

3.2.1 Geometría

Este análisis se va a realizar con elementos tipo placa que proporcionarán una alta precisión de cálculo con un número más reducido de elementos comparándolo con un modelo completo.

3.2.1.1 Vista general

En primer lugar, se ha definido la geometría 3D en el programa AutoCAD debido que se está más familiarizado con esta herramienta que con la propia del programa. Posteriormente se ha importado la geometría y se ha realizado el postmodelado dentro del programa DesignModeler para corregir los errores debido a la importación del modelo y garantizar el correcto funcionamiento del modelo (comprobar las juntas, imprimir aristas sobre caras, etc.). A continuación, se muestra la geometría empleada en la simulación.

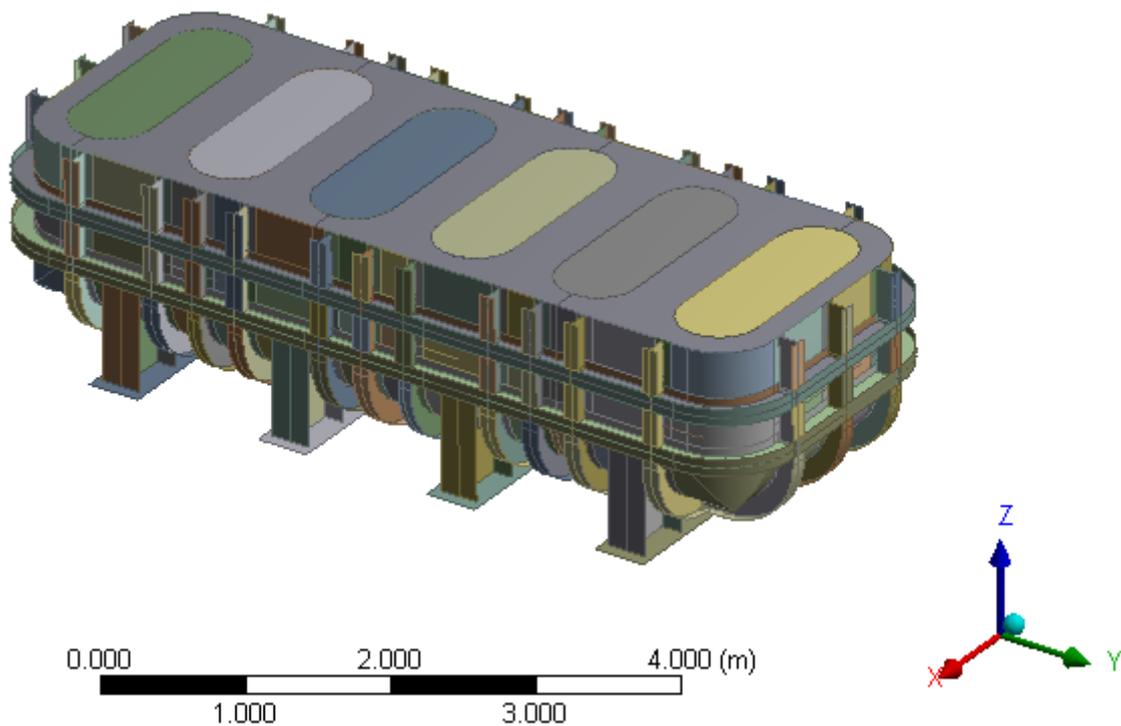


Figura 3-11 – Vista general exterior de la geometría para el análisis estático del modelo.

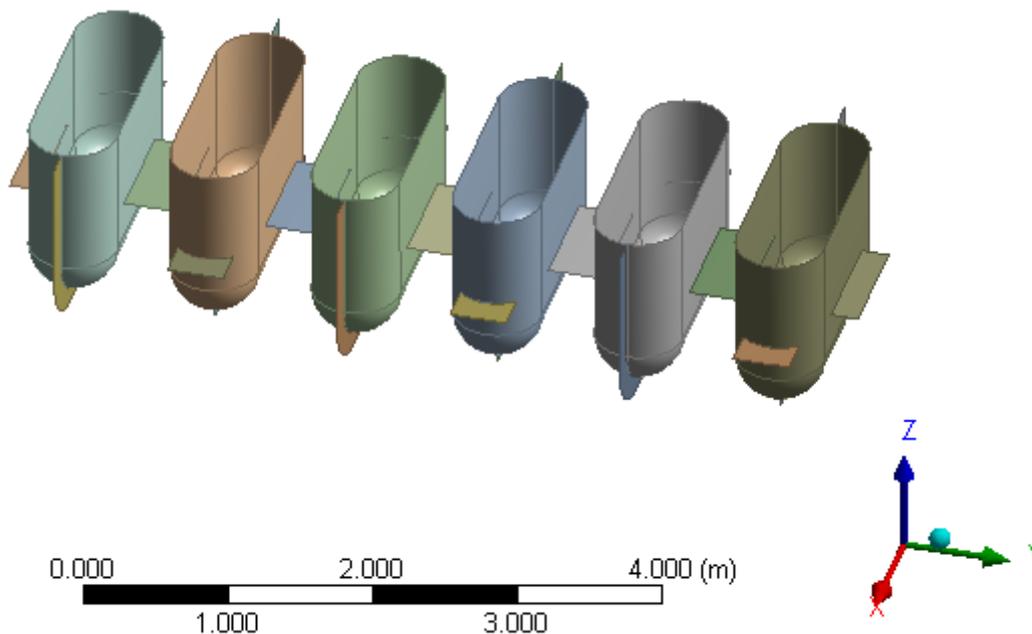


Figura 3-12 – Vista general interior de la geometría para el análisis estático del modelo.

En las figuras anteriores se puede observar que se han incrementado las dimensiones del depósito, aumentando los espacios entre los depósitos interiores y a su vez entre éstos y el depósito exterior. Además, la principal diferencia que tiene con respecto los modelos mostrados anteriormente es la estructura refuerzo que tiene el depósito exterior y los arriostramientos internos de los depósitos interiores. Vamos a ver más en detalle la geometría.

3.2.1.2 Depósitos internos

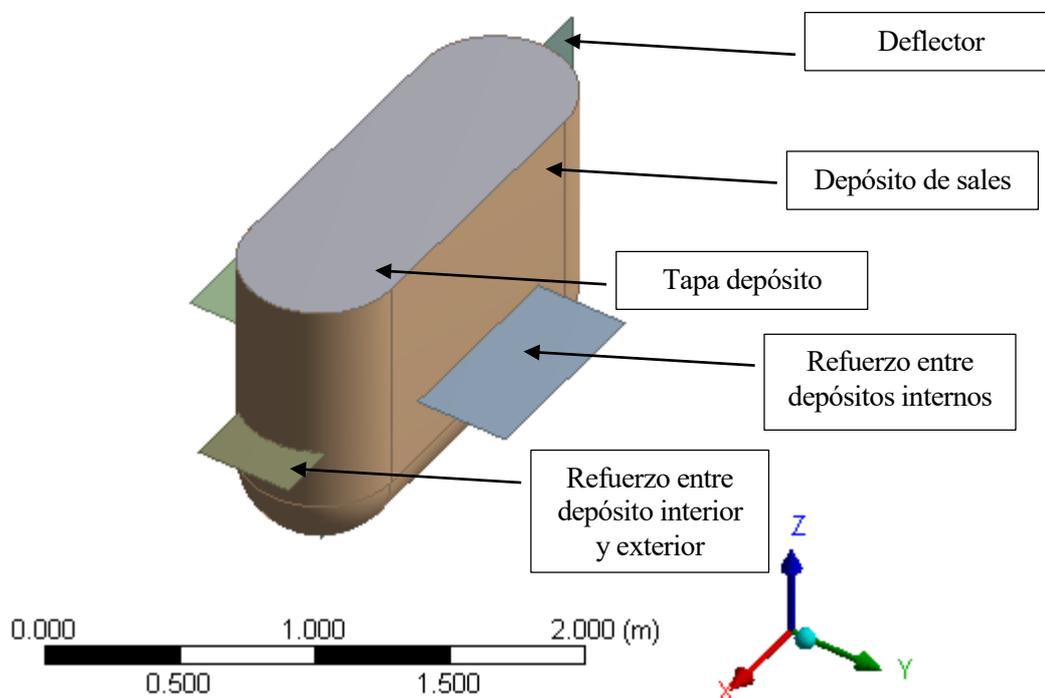


Figura 3-13 – Vista isométrica de un depósito interior de sales.

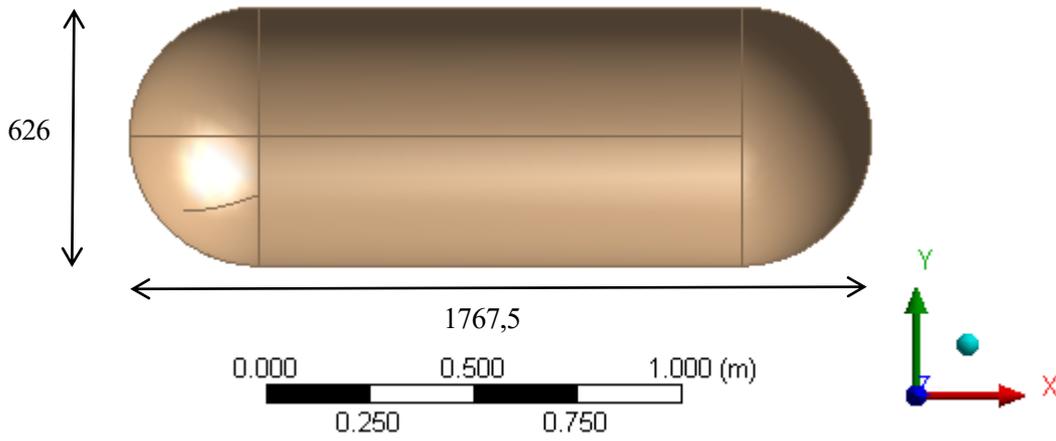


Figura 3-14 – Dimensiones en planta depósito interior.

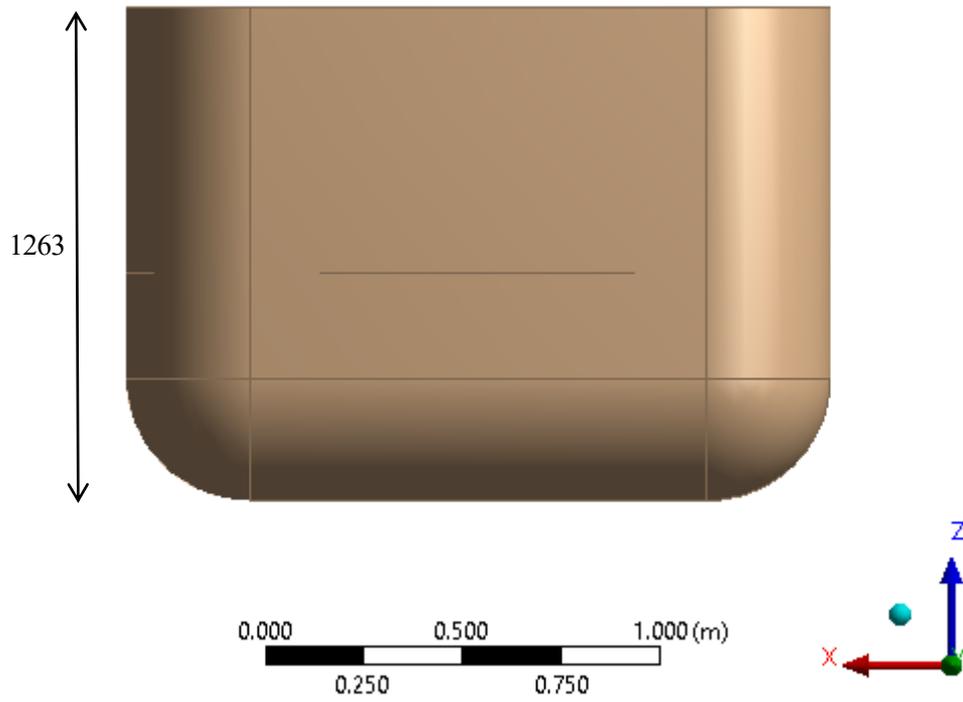


Figura 3-15 – Dimensiones alzado depósito interior.

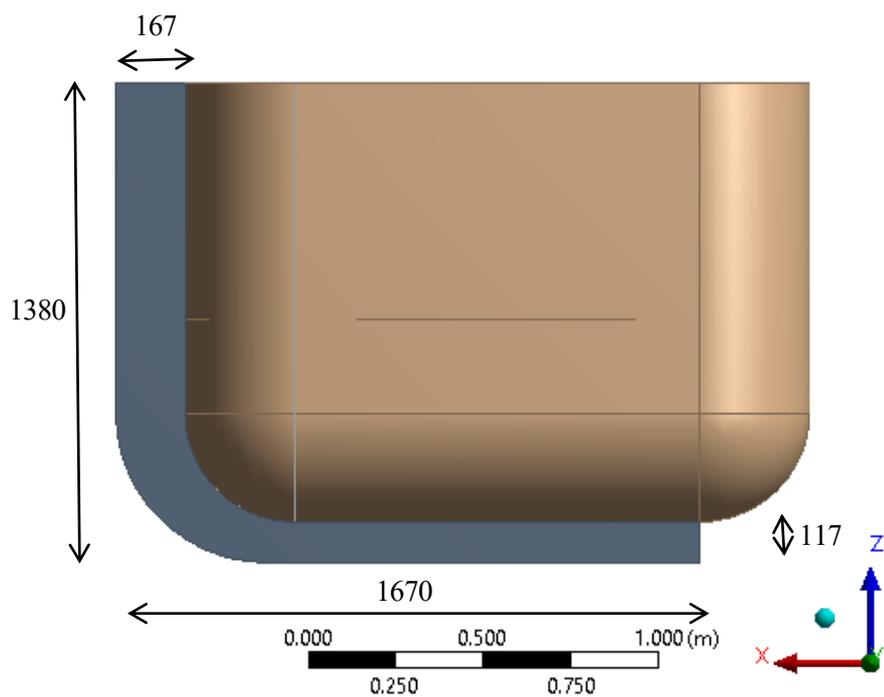


Figura 3-16 – Dimensiones generales de los deflectores.

3.2.1.3 Depósito exterior

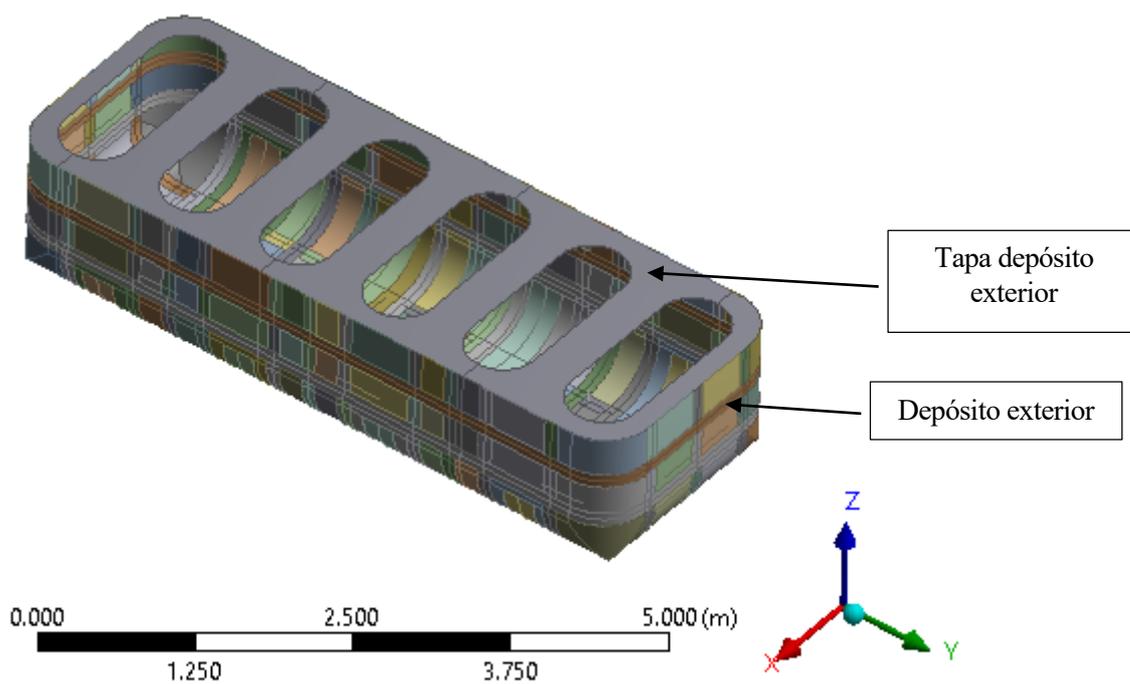


Figura 3-17 – Vista isométrica del depósito exterior del intercambiador.

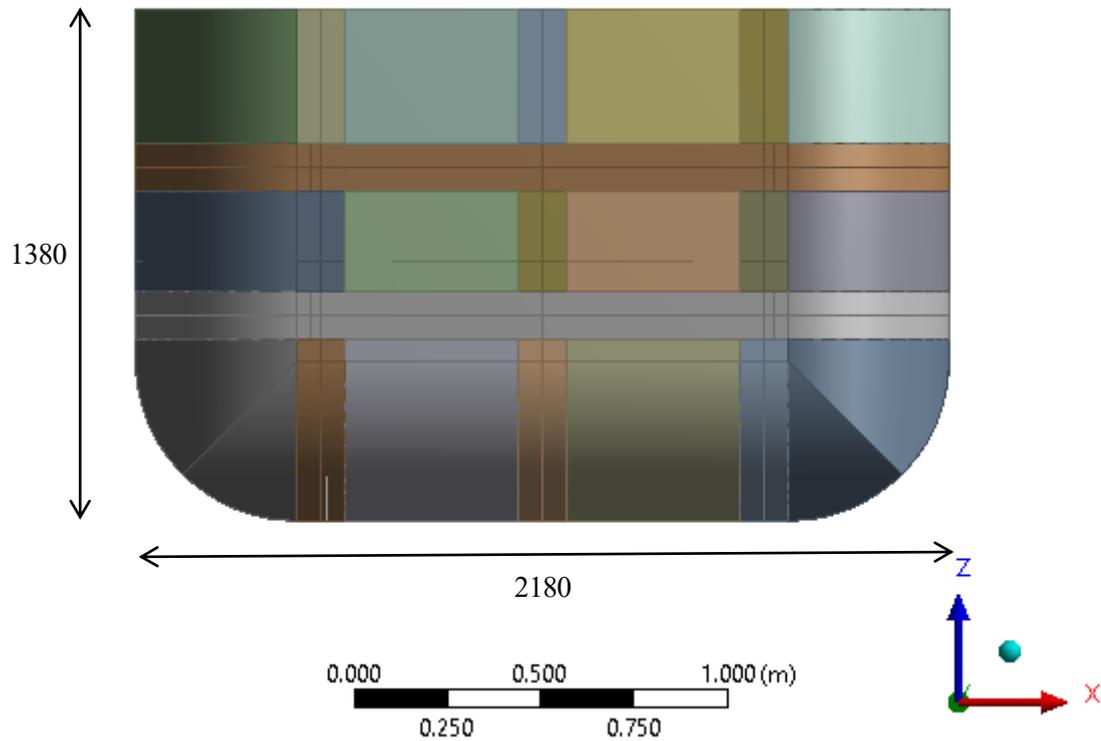


Figura 3-18 – Dimensiones alzado depósito exterior.

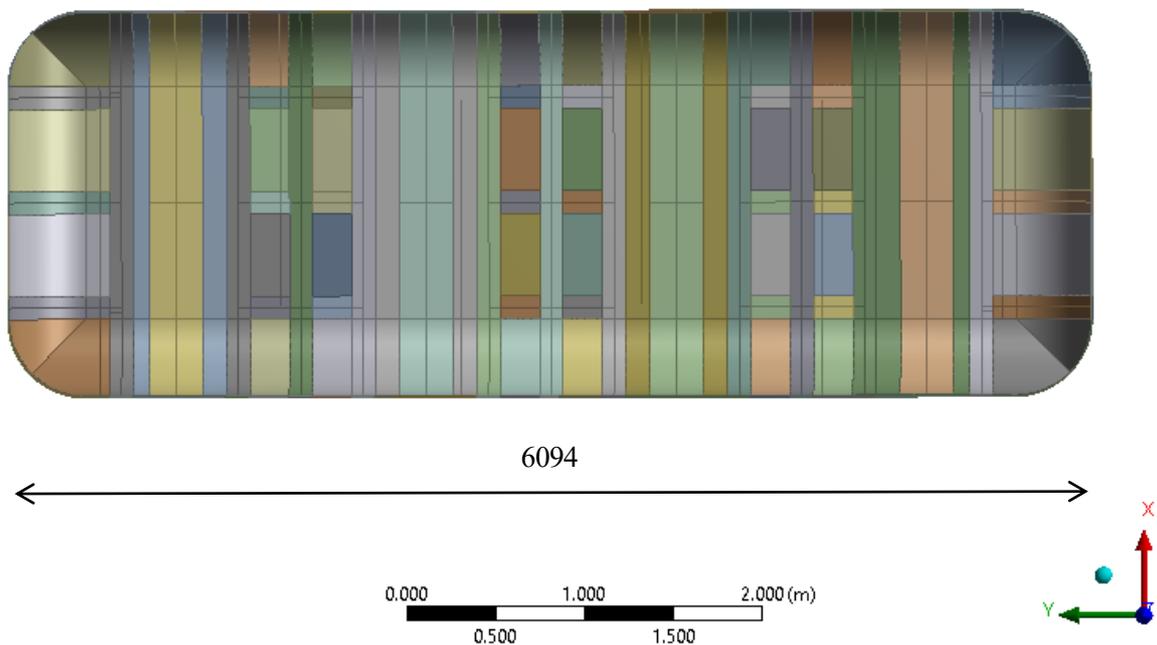


Figura 3-19 – Dimensiones en planta del depósito exterior.

En estas imágenes se pueden observar los distintos elementos que hay puesto que cada conjunto de elementos que tenga un espesor diferente, tiene que estar modelado independientemente para poder adjudicarle el espesor correcto, es decir, por ejemplo, si sobre la pared del depósito exterior se suelda un refuerzo para modelarlo con elementos tipo placa solo se representa la sección media del espesor por lo que esa sección donde hay refuerzo habrá que diferenciarla de las demás.

3.2.1.4 Refuerzo depósito exterior

Debido a la alta presión de diseño en combinación con una geometría poco favorable en términos de resistencia, ya que en casos de altas presiones la forma estructural más favorable es el cilindro, se ha tenido que reforzar el depósito de la estructura exterior en lugar de incrementar más su espesor debido a las dificultades constructivas que tendría además del mayor coste. La estructura de refuerzo está formada por dos perfiles UPN soldados entre sí de la siguiente manera:

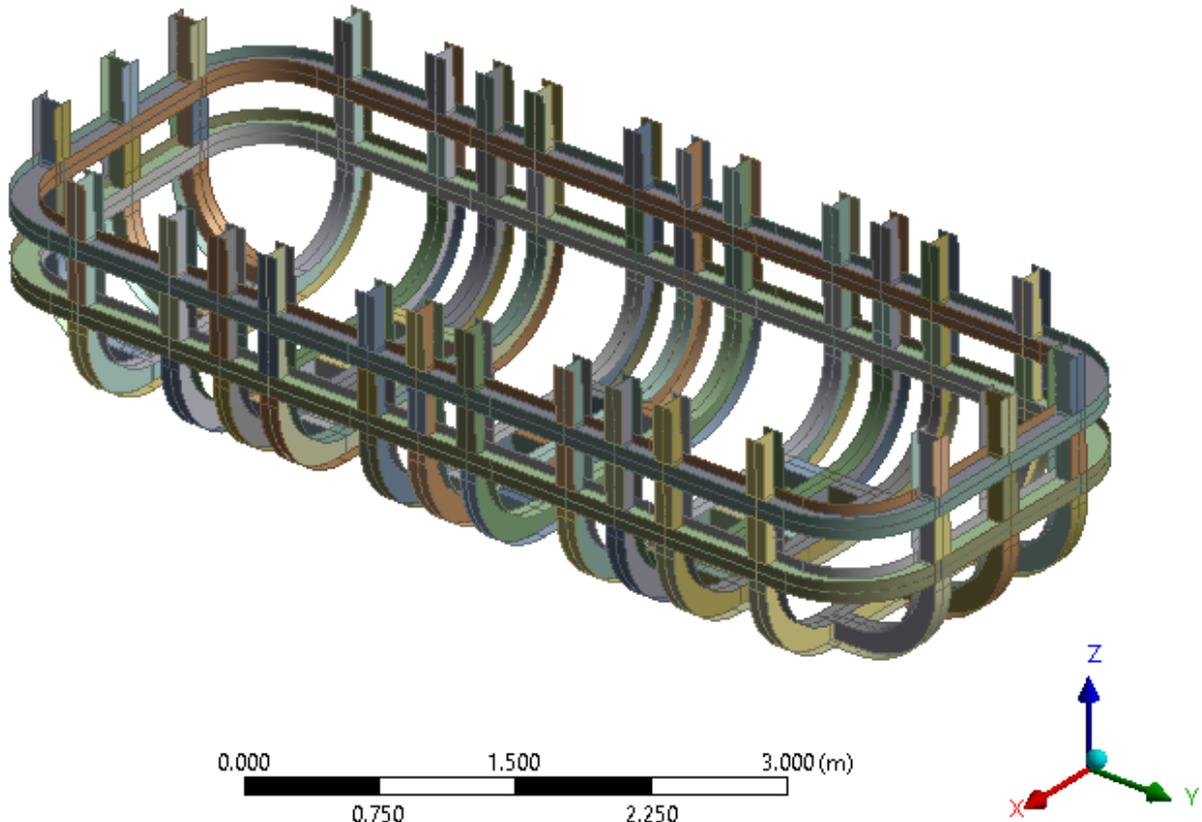


Figura 3-20 – Vista general refuerzo depósito exterior.

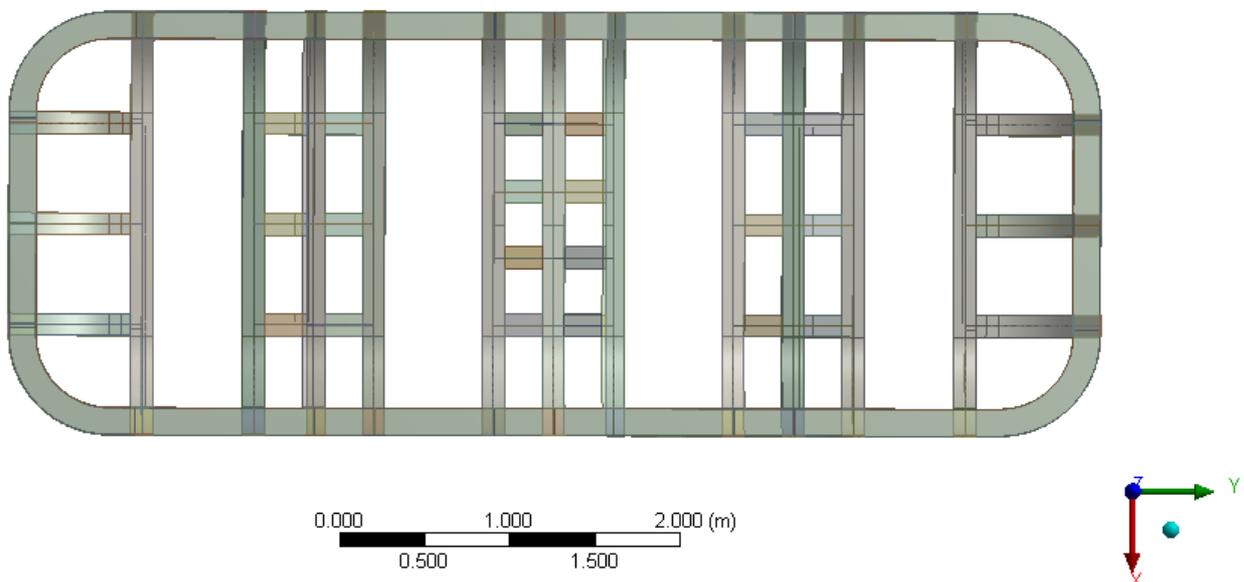


Figura 3-21 – Vista en planta del refuerzo depósito exterior.

3.2.1.5 Patas del intercambiador

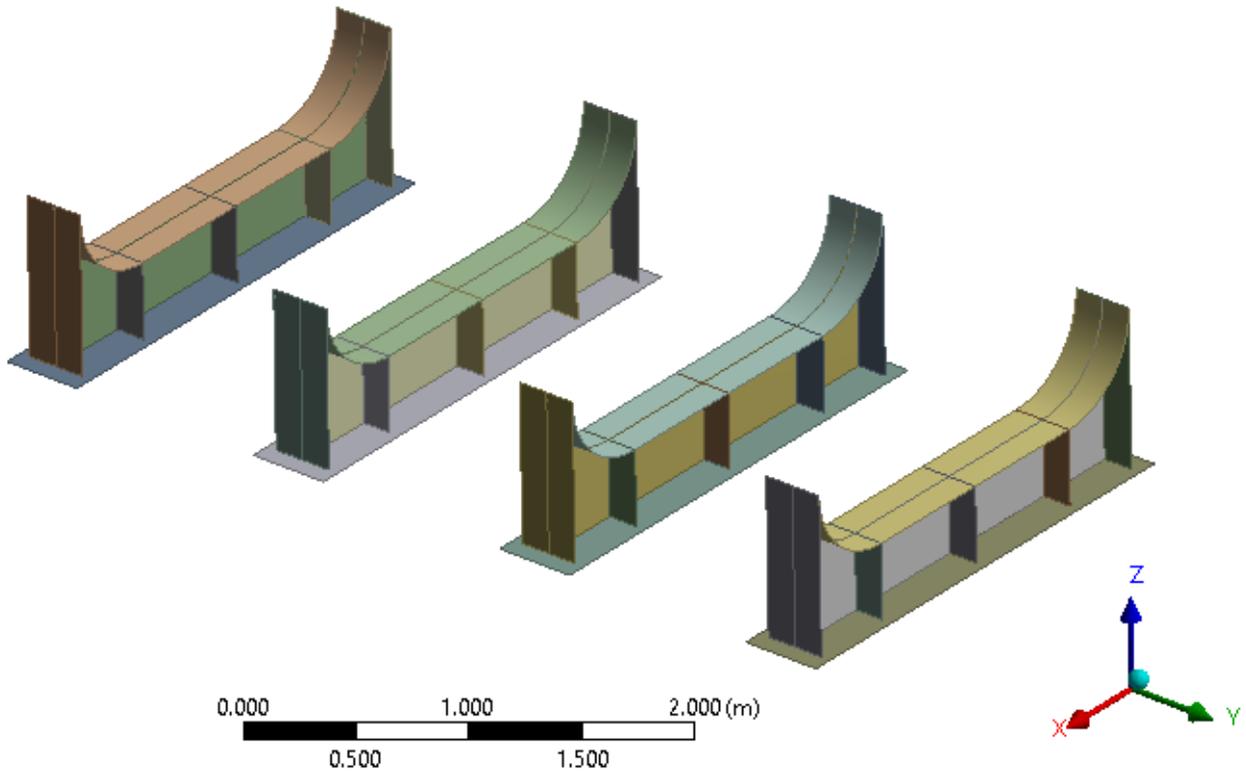


Figura 3-22 – Vista general de las patas del intercambiador.

3.2.1.6 Espesores

Tal y como hemos comentado anteriormente hay diferentes espesores según la zona y los refuerzos que se encuentren sobre la misma. Estos espesores se muestran en las siguientes imágenes:

Geometry

80.
75.5
74.5
65.
45.
40.
30.
20.
15.
10.5

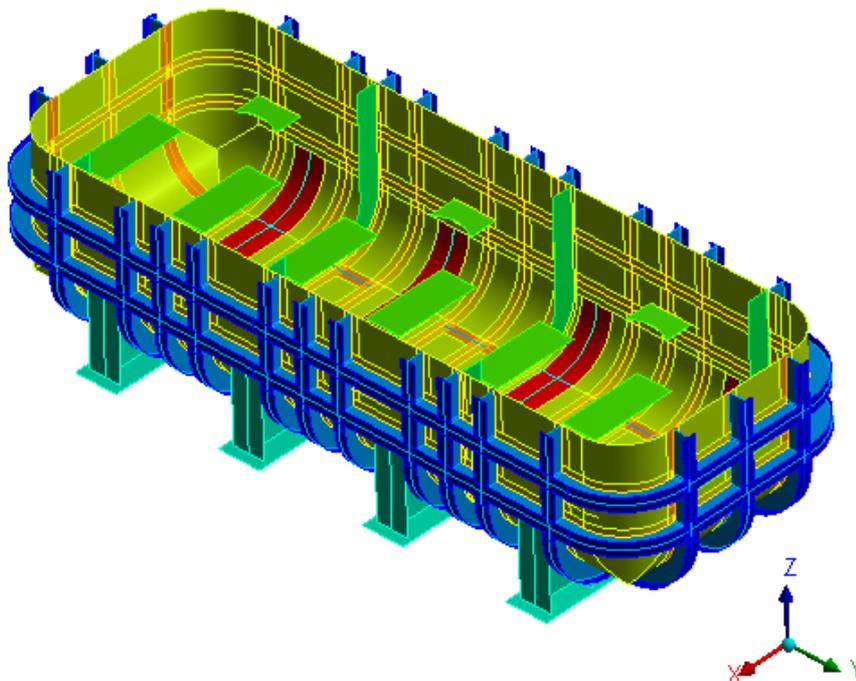


Figura 3-23 – Espesores depósito exterior, refuerzos y patas.

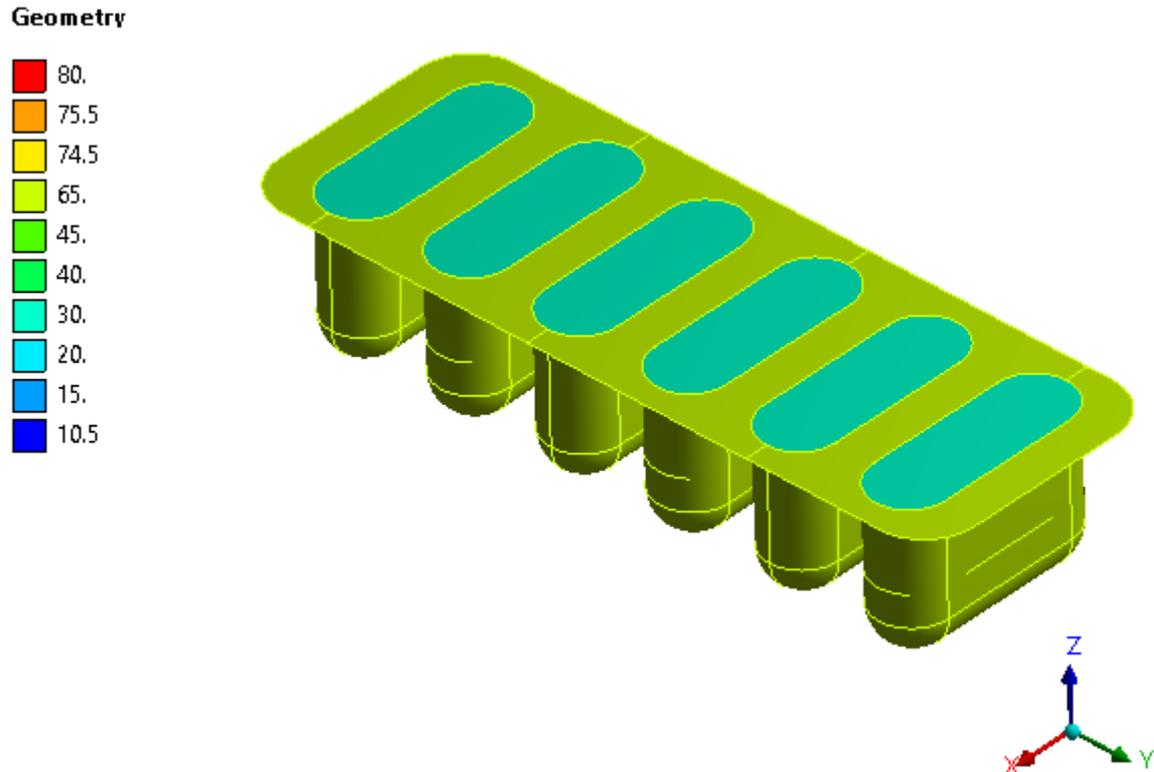


Figura 3-24 – Espesores depósitos interiores y tapas.

3.2.2 Material

Todas las partes que componen la estructura del intercambiador se han considerado del mismo material, ASME SA 533 Gr. C. Las propiedades para la realización de los cálculos que se han tenido en cuenta son las siguientes:

- Densidad: 7800 kg/m³
- Módulo de Poisson: 0.29
- Límite elástico del material según ASME: 485 MPa
- Módulo de elasticidad: 200000 MPa

3.2.3 Mallado

Para el mallado se ha utilizado un elemento del tamaño máximo adecuado para las zonas globales (50 mm) y un tamaño mínimo de (0.50 mm), utilizándose la función para la definición del tamaño: “Proximity and curvature”, así se obtiene un refinamiento con elementos más pequeños para las zonas críticas. La siguiente figura muestra la malla:

- Nodos: 212.640
- Elementos: 219.236

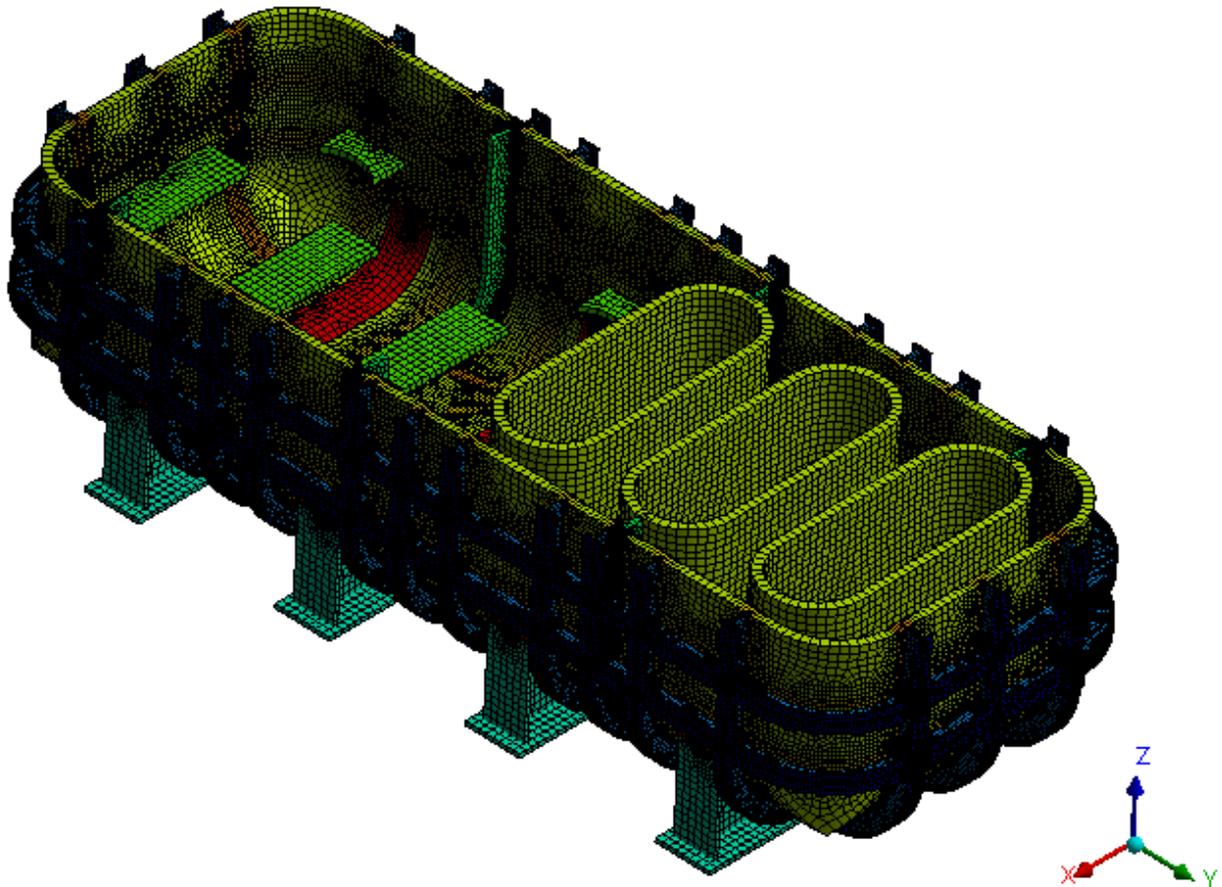


Figura 3-25 – Vista global de la geometría mallada.

3.2.4 Cargas

Las cargas que se han considerado para la realización del presente cálculo son las siguientes:

- Cargas de peso propio:

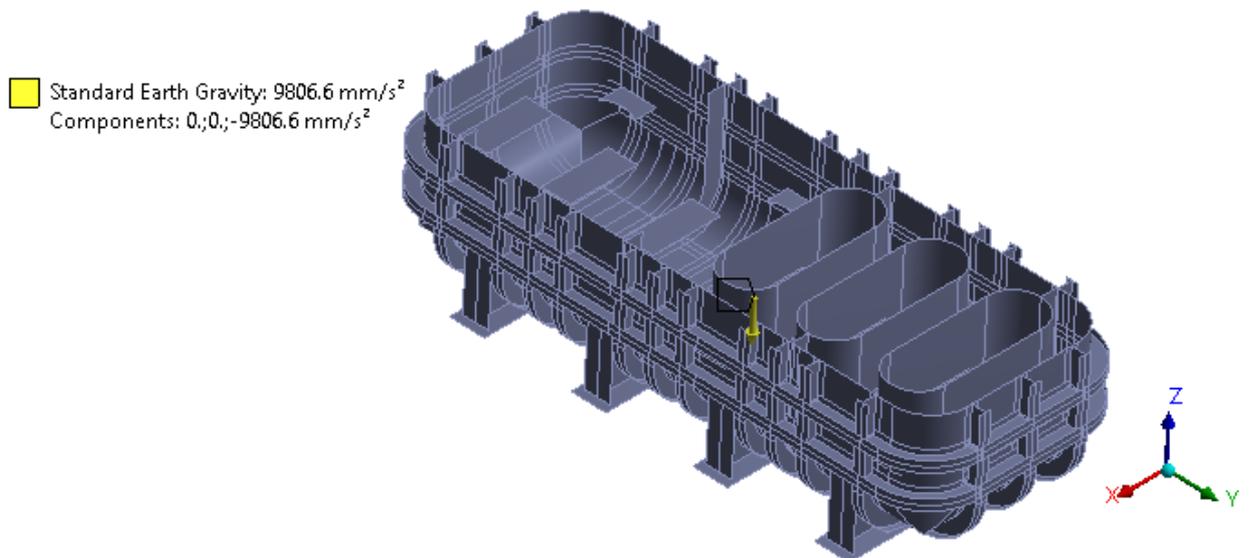


Figura 3-26 – Cargas de peso propio.

- Presión hidrostática debida al peso del agua:

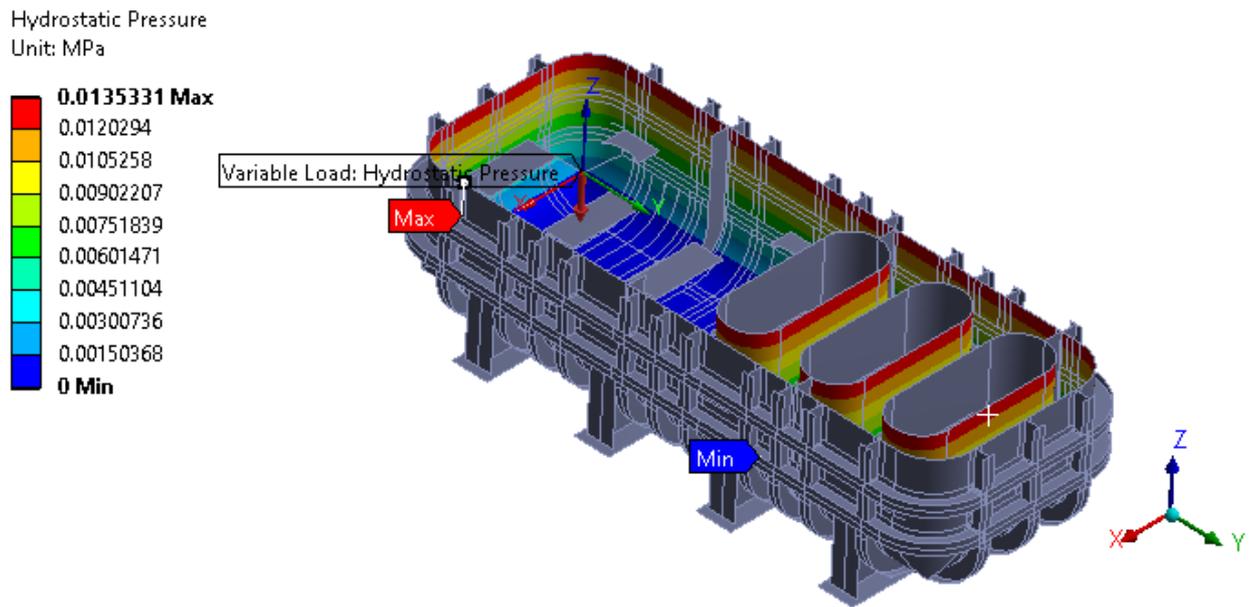


Figura 3-27 – Presión hidrostática debida al agua.

- Presión hidrostática debida al peso de las sales:

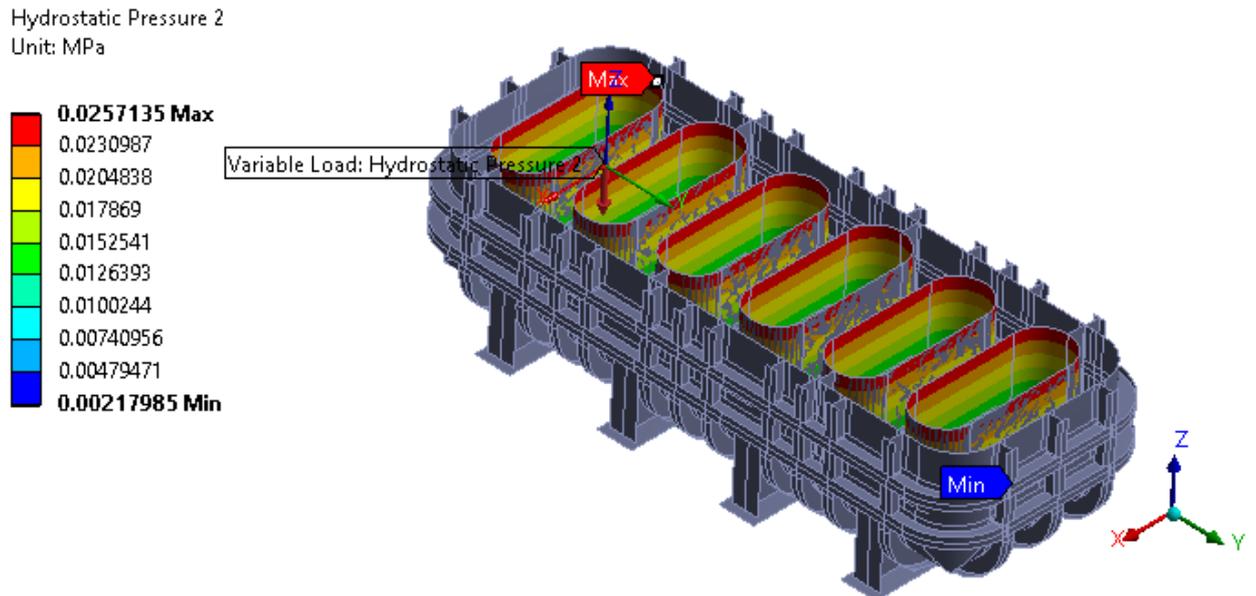


Figura 3-28 – Presión hidrostática debido a las sales.

- Presión interna debido a las condiciones de diseño del sistema:

H: 16/06/2018

Pressure

Pressure: 8. MPa

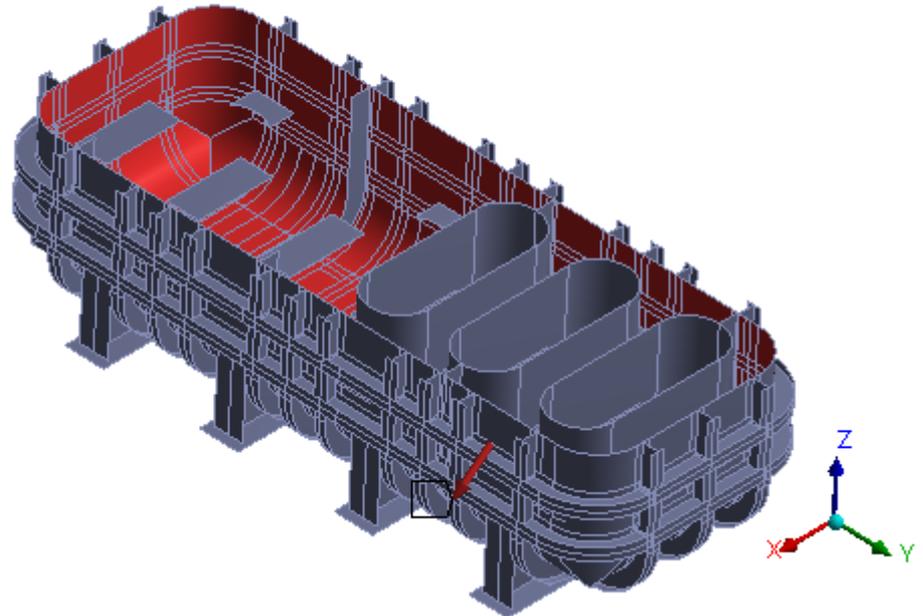


Figura 3-29 – Presión interna 1.

Pressure 2

Pressure 2: 8. MPa

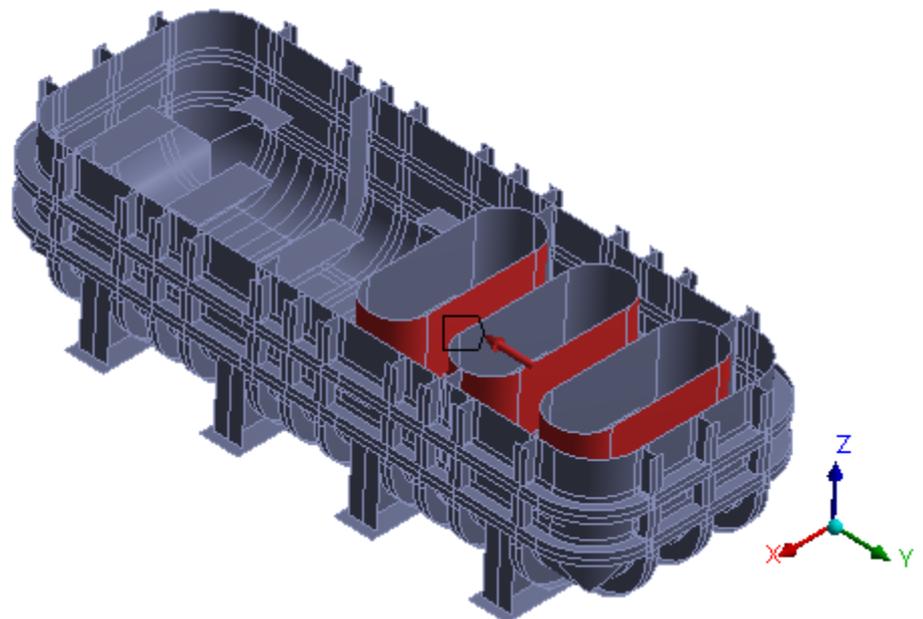


Figura 3-30 – Presión interna 2.

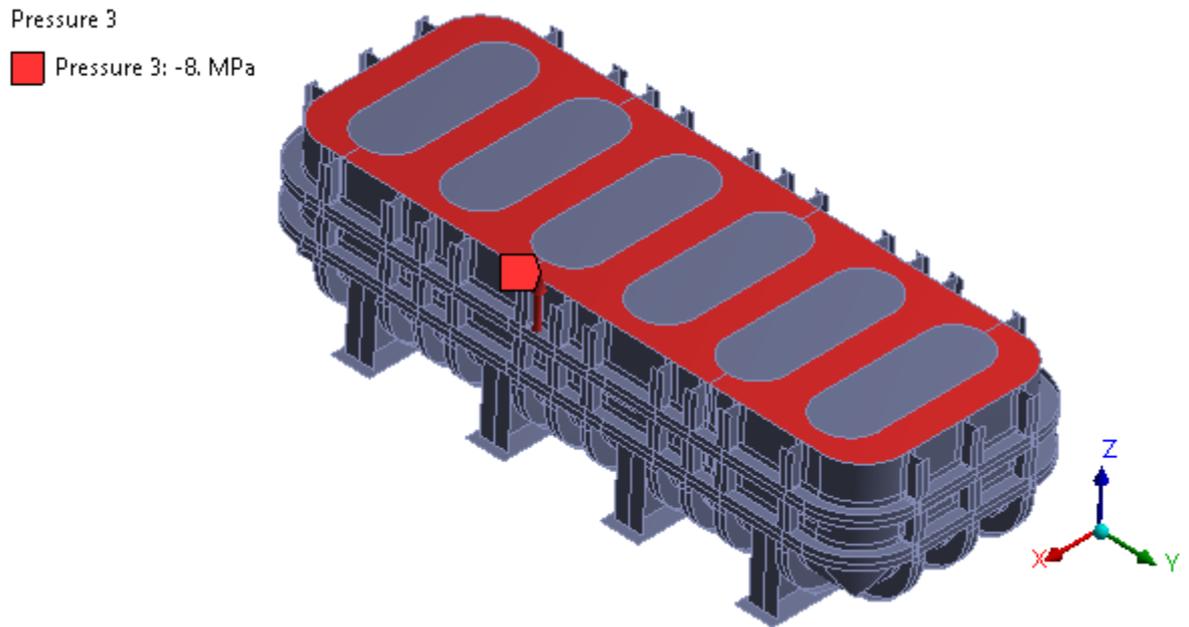


Figura 3-31 – Presión interna 3.

Las condiciones de contorno para restringir los movimientos del sistema son los siguientes:

- Soporte fijo en un punto del sistema. Solo se fija en un punto del sistema para no tener problemas de dilataciones en el modelo cuando se introduzca la temperatura.

Fixed Support
■ Fixed Support

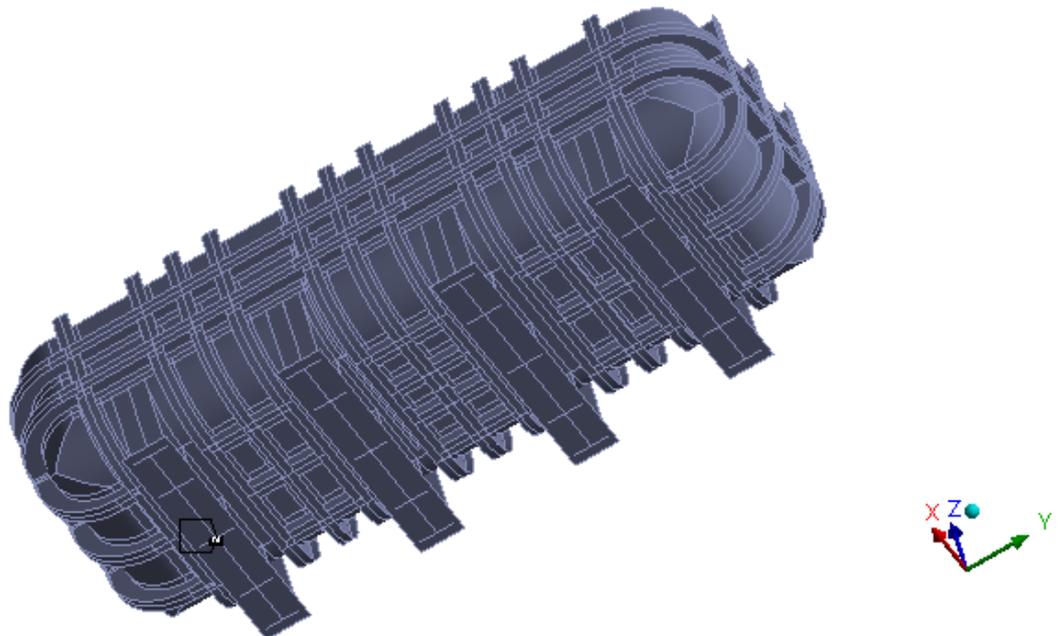


Figura 3-32 – Punto fijo.

- Desplazamiento fijo en el eje Y en el eje de simetría del sistema. Solo se fija la línea central para que el modelo dilate igual hacia ambos lados cuando se introduzca la temperatura.

■ Displacement
Components: 0;Free;Free mm

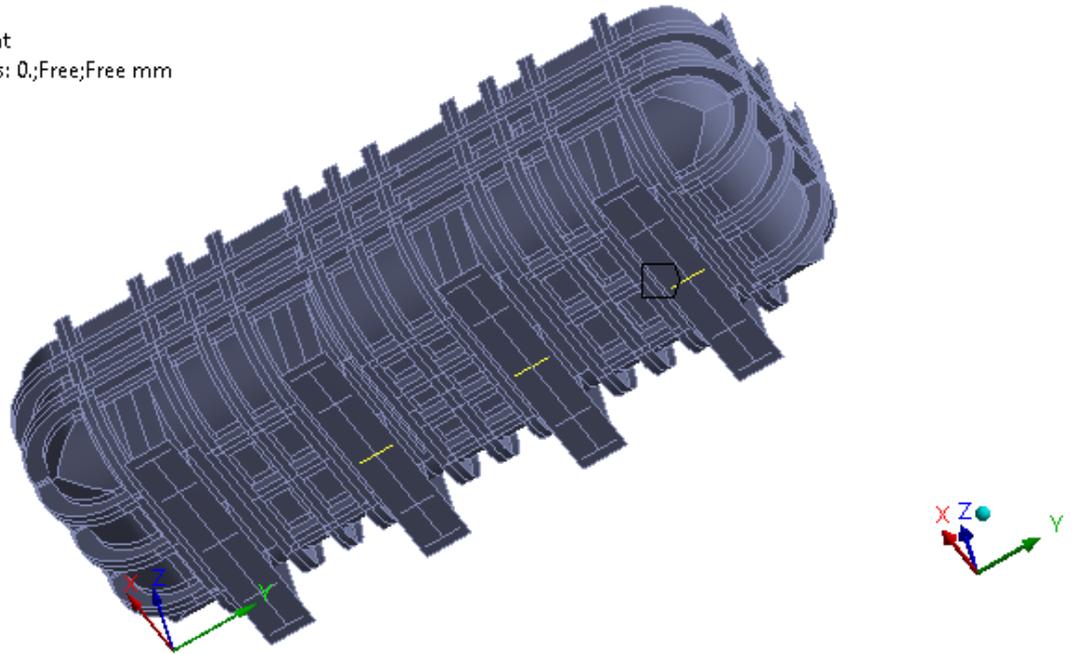


Figura 3-33 – Desplazamiento fijo en el eje Y.

- Desplazamiento fijo en el eje Z en todo el apoyo.

■ Displacement 2
Components: Free;Free;0. mm

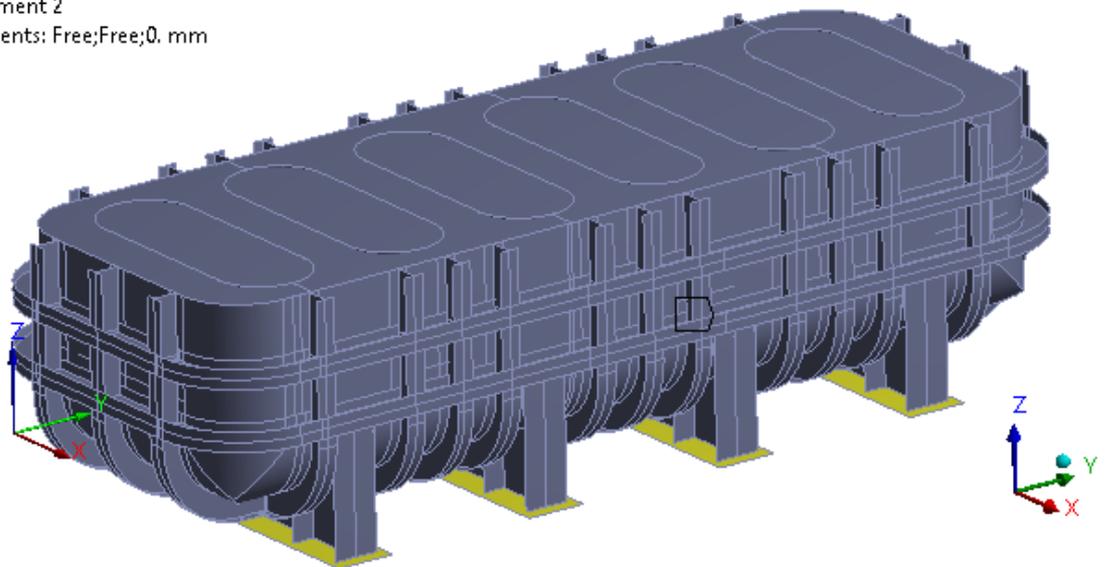


Figura 3-34 – Desplazamiento fijo en eje Z.

3.2.5 Resultados

El objetivo de este análisis es validar la geometría con un análisis estructural del sistema. Para ello se van a analizar las tensiones y los desplazamientos.

Los resultados se muestran en las siguientes imágenes:

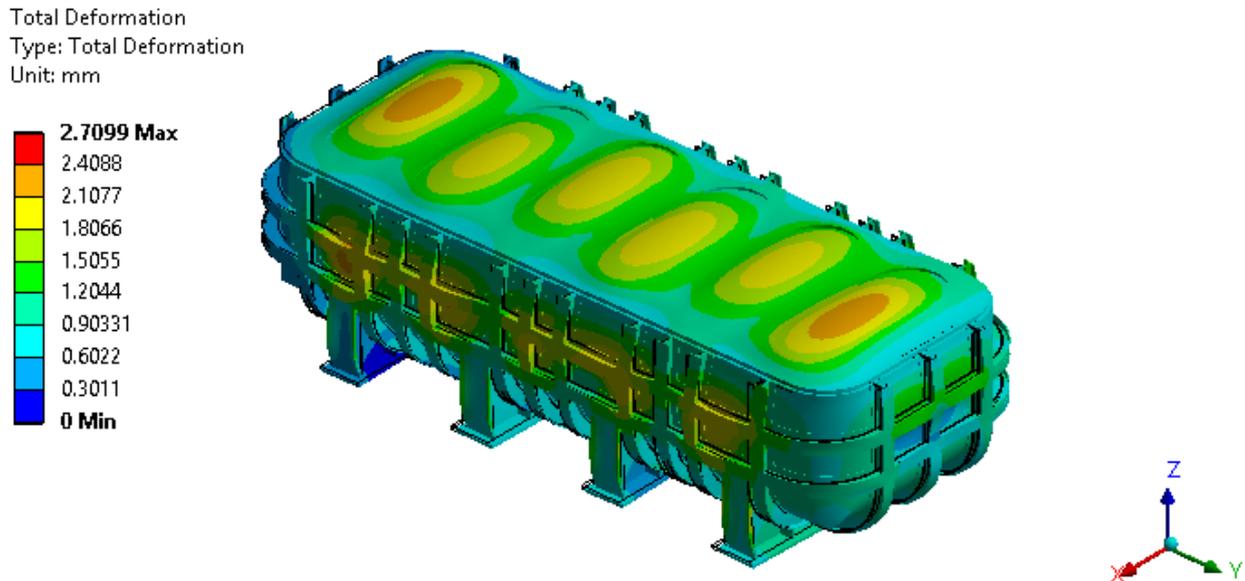


Figura 3-35 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x70).

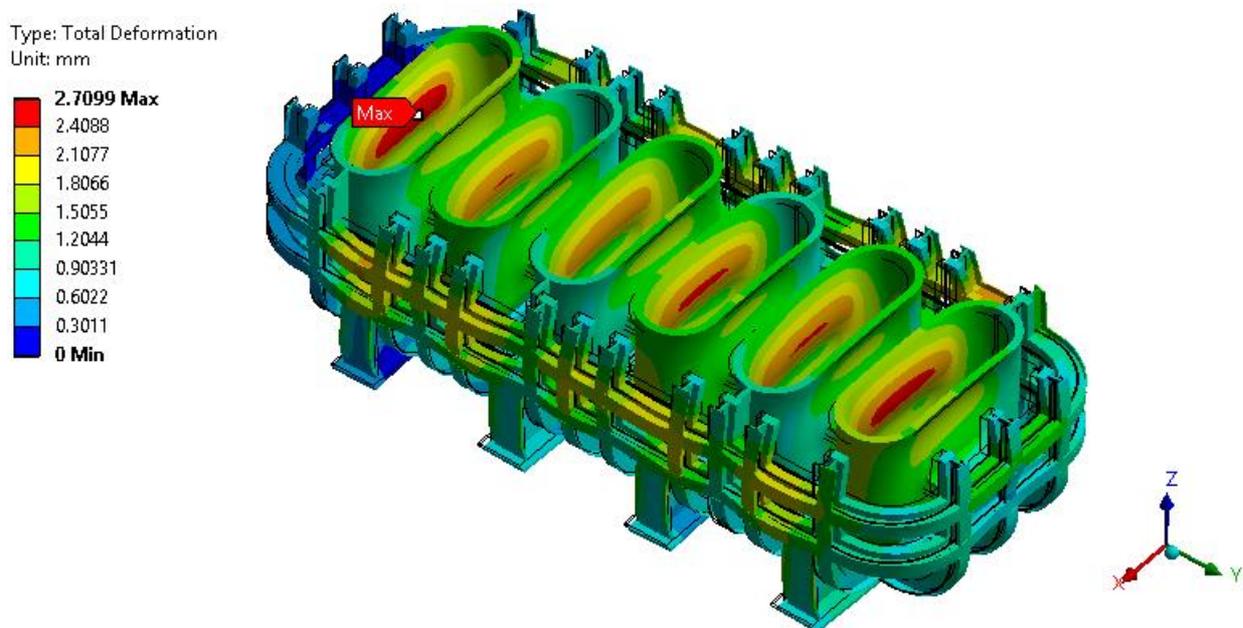


Figura 3-36 – Desplazamientos máximos (Factor de escala x70).

Se observa que se obtienen unos desplazamientos relativamente pequeños teniendo en cuenta la presión interior a la que está sometido el sistema. Esto se debe principalmente a la estructura refuerzo que tiene en su exterior.

Los desplazamientos máximos se dan en los depósitos interiores debido a que estos tienen que soportar toda la presión externa del sistema sin ningún tipo de refuerzo interior debido a que en ese interior se van a encontrar las sales y con el cambio de fase pueden solidificar creando concentraciones de tensiones. La única forma de

reforzarlos es exteriormente arriostrándolos unos a otros y con el deposito exterior como ya hemos visto anteriormente. Es en estos puntos de refuerzo donde se esperan altas zonas de concentración de tensiones, llegando incluso a plastificar.

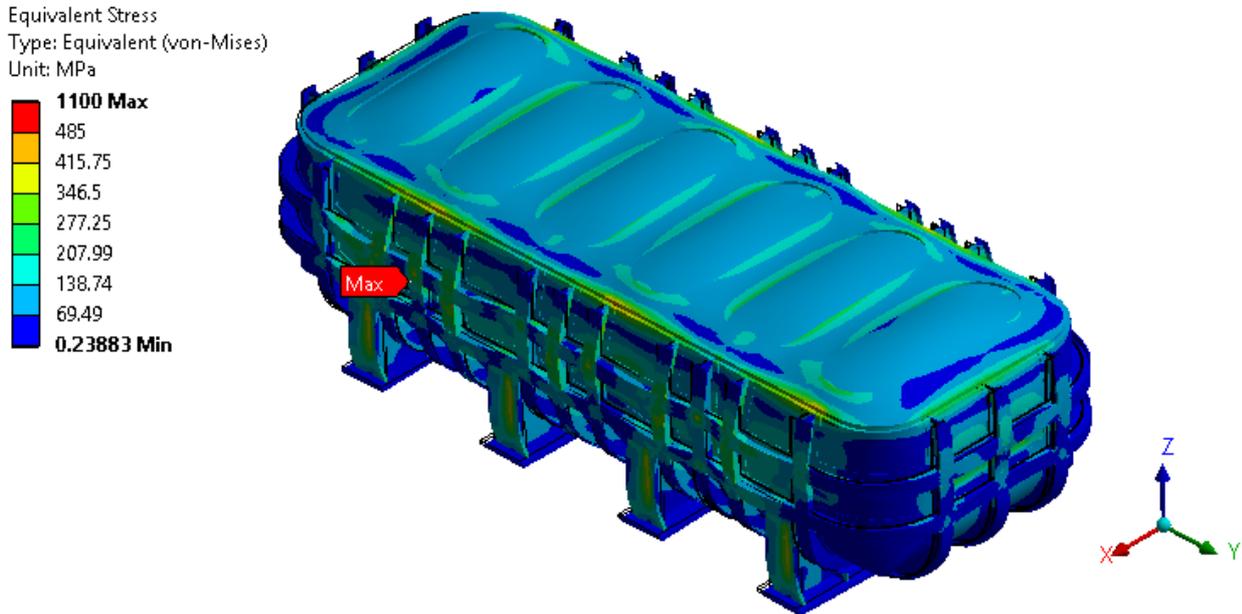


Figura 3-37 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x70).

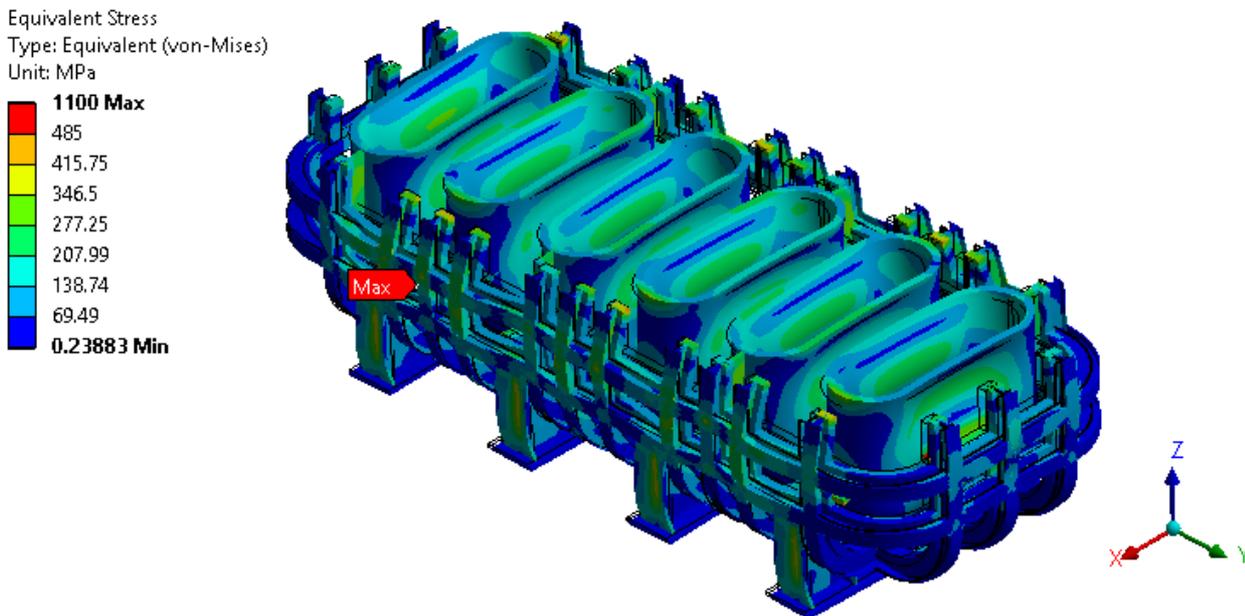


Figura 3-38 – Tensiones equivalentes interior (Von Mises) (Factor de escala x70).

Tal y como se ha ilustrado en las imágenes anteriores, la mayor parte del equipo tiene tensiones por debajo de sus admisibles. Sin embargo, hay zonas de alta concentración de tensiones, tal y como se esperaba. En estos puntos singulares se producirá la plastificación de los mismos.

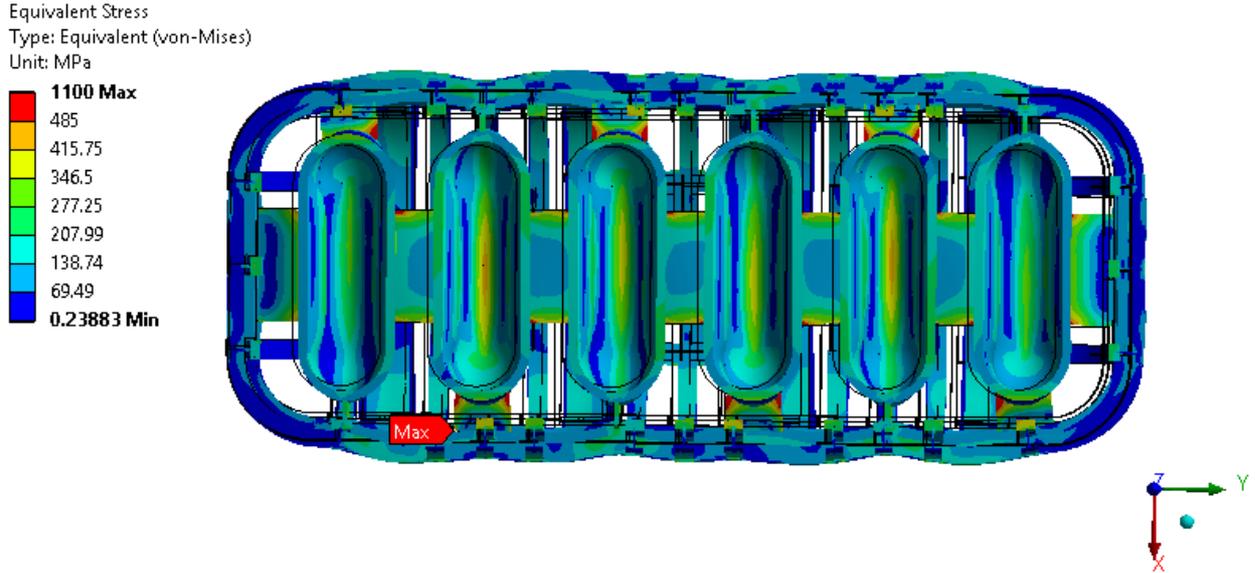


Figura 3-39 – Tensiones equivalentes en el interior (Von Mises) (Factor de escala x70).

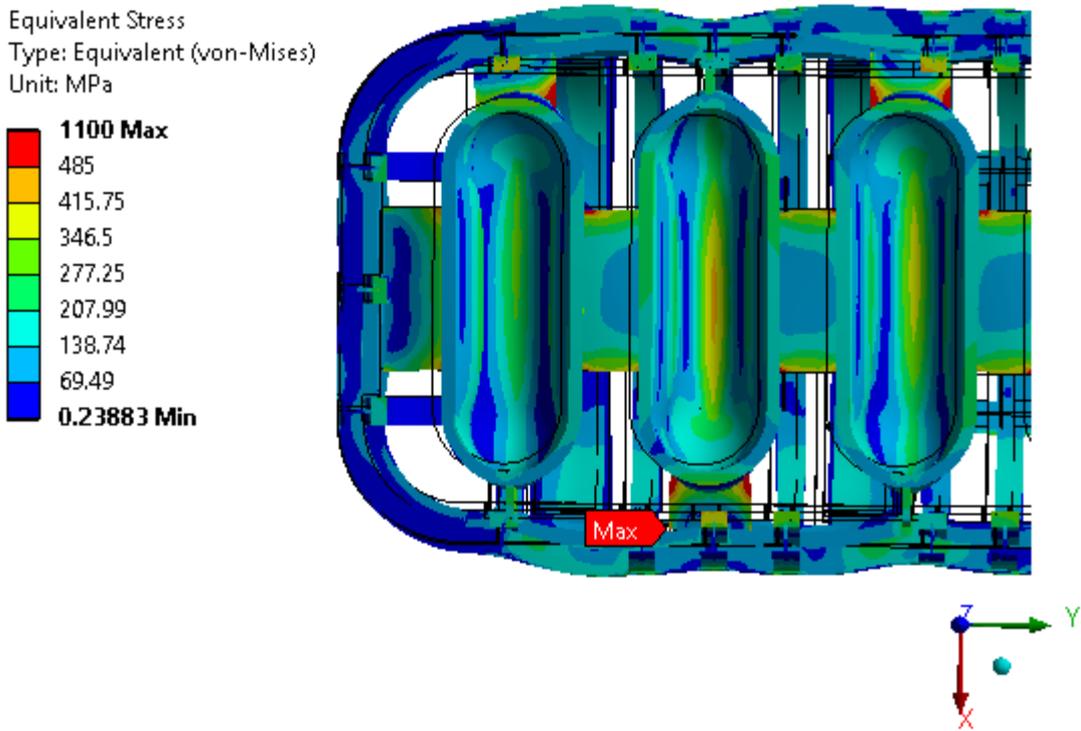


Figura 3-40 – Detalle de zonas que plastificarán (Von Mises) (Factor de escala x70).

3.2.6 Análisis a pandeo

Se va a realizar un análisis a pandeo del equipo en el cual se obtendrá un valor por el cual habrá que multiplicar la carga actual para que se produzca el pandeo de un elemento del sistema. Este análisis nos dará una idea de lo cerca o lejos que se está para que se produzca el pandeo, pero hay que tener en cuenta que este es un problema teórico y que en la realidad las imperfecciones y no linealidades evitará que la estructura consiga su fuerza de pandeo elástica teórica, por lo que este es un análisis rápido pero los valores obtenidos no son conservadores.

Para realizar este análisis se utilizará el módulo de ANSYS Eigenvalue Buckling, para ello una vez obtenida la solución del sistema estático estructural del análisis anterior, se relacionará con el nuevo módulo de la siguiente manera:

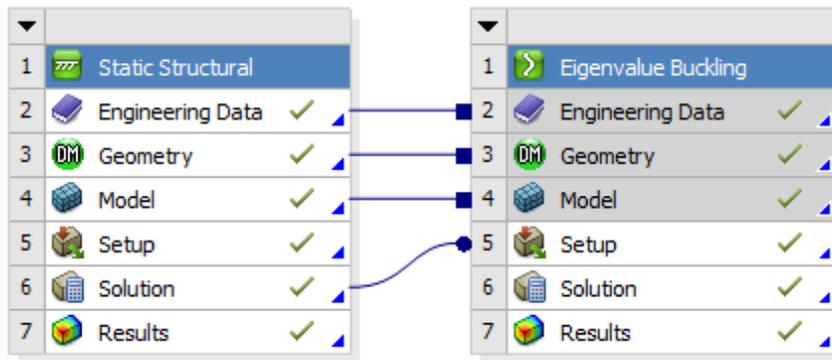


Figura 3-41 – Esquema interacción módulos ANSYS.

Tal y como se ha comentado anteriormente, vamos a obtener los 3 primeros modos de pandeo de la estructura:

G: Eigenvalue Buckling

Total Deformation

Type: Total Deformation

Load Multiplier (Nonlinear): 3.6598

Unit: mm

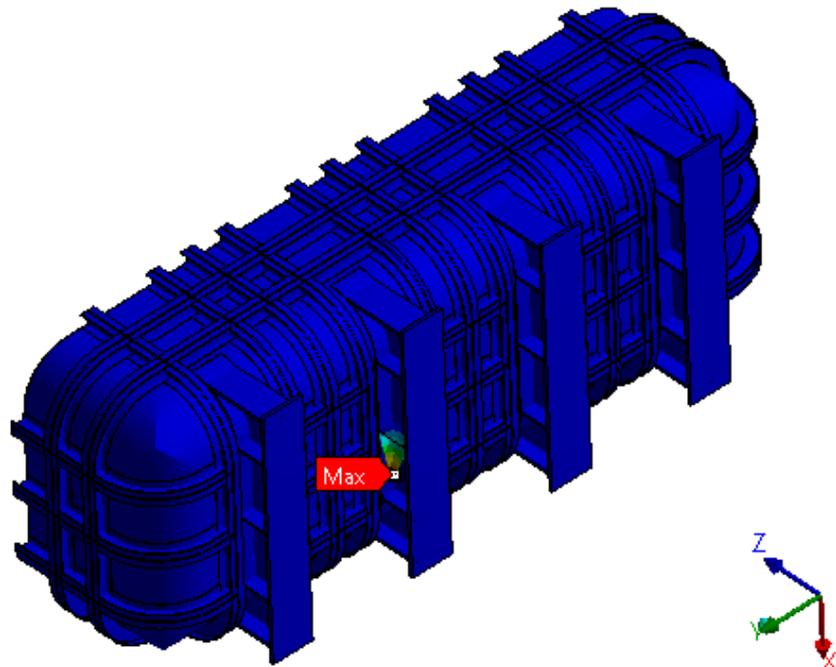
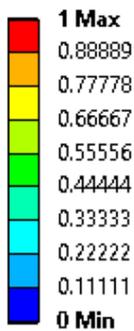


Figura 3-42 – Primer modo de pandeo (carga multiplicada x 3.6598).

G: Eigenvalue Buckling

Total Deformation 2

Type: Total Deformation

Load Multiplier (Nonlinear): 3.758

Unit: mm

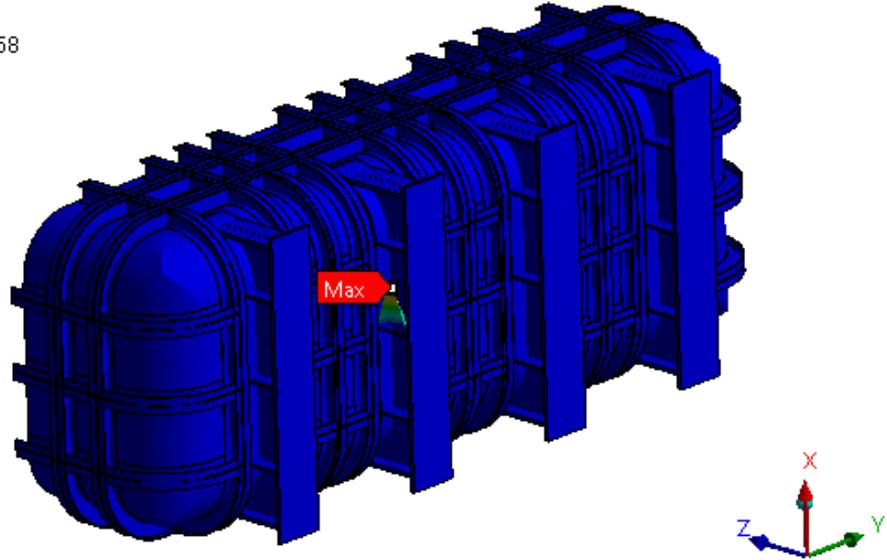
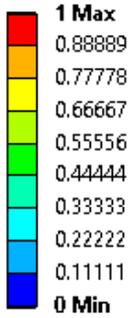


Figura 3-43 – Segundo modo de pandeo (carga multiplicada x 3.758).

G: Eigenvalue Buckling

Total Deformation 3

Type: Total Deformation

Load Multiplier (Nonlinear): 4.0049

Unit: mm

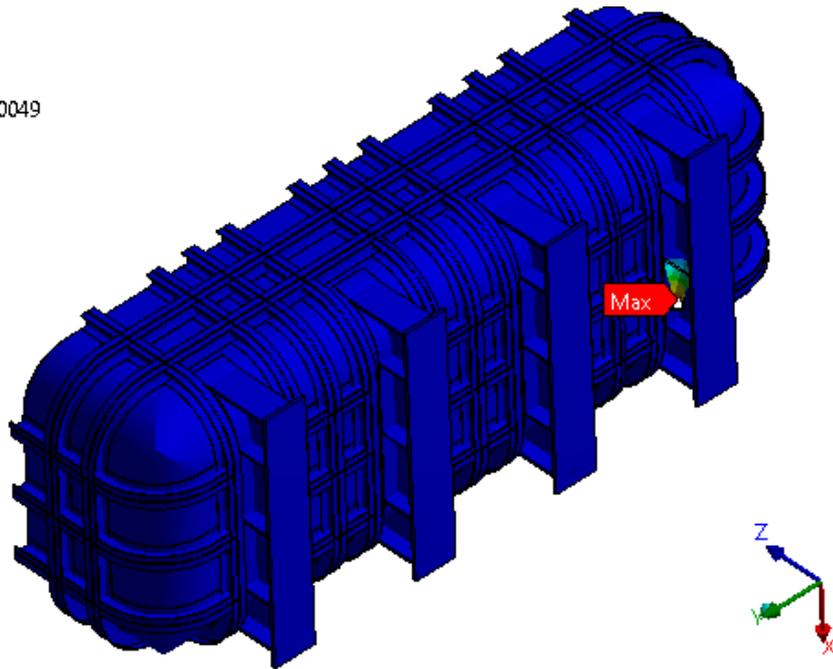


Figura 3-44 – Tercer modo de pandeo (carga multiplicada x 4.0049).

A la vista de los coeficientes obtenidos y teniendo en cuenta que el más bajo es 3.65, se puede verificar que no se va a producir el pandeo de la estructura con un alto coeficiente de seguridad. Además, este coeficiente se podría aumentar arriostando a mitad de altura las patas, que es donde están los elementos en los que se produce el pandeo.

3.2.7 Conclusiones

Después de comprobar los resultados del análisis, se puede verificar la seguridad estructural del sistema, siendo un sistema bastante robusto, aunque en algunas zonas concretas se produzca plastificación, estas zonas no tienen un carácter estructural importante.

3.3 Análisis de térmico del sistema

El objetivo principal de este análisis obtener la distribución de temperaturas en el interior del intercambiador para poder introducir la temperatura en el análisis realizado en el apartado anterior. Para ello se va a realizar un análisis mediante el módulo de Fluent donde se introducirán las condiciones de contorno de nuestro problema y se obtendrán los gradientes de temperatura en el interior del intercambiador.

3.3.1 Geometría

Este análisis se va a realizar solamente en la sección media del equipo. A continuación, se muestra la geometría empleada en la simulación.

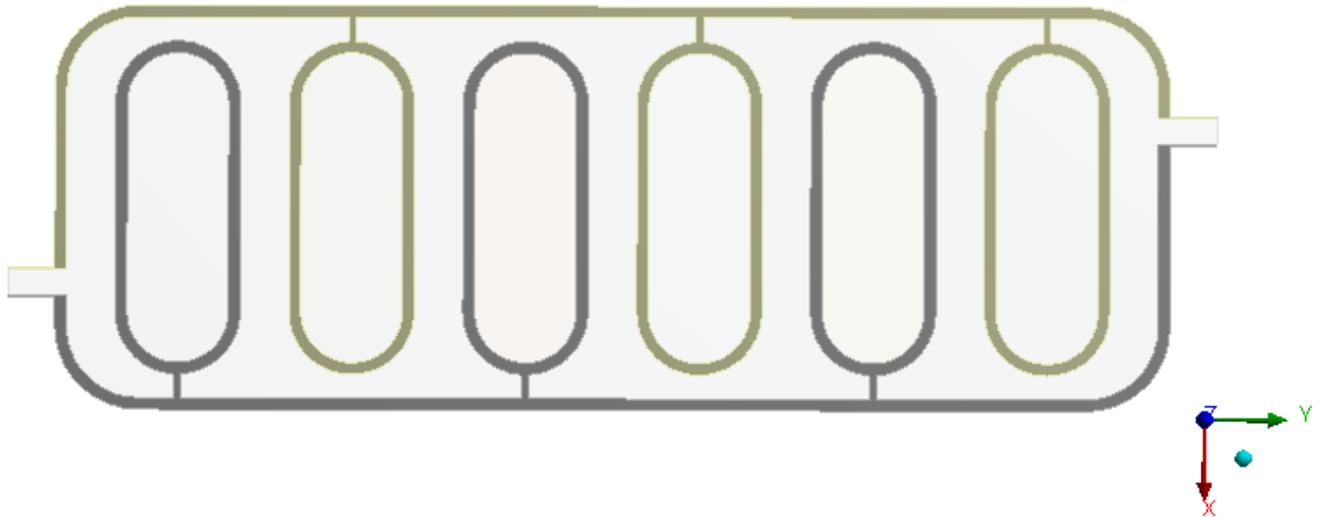


Figura 3-45 – Geometría para el análisis de temperaturas.

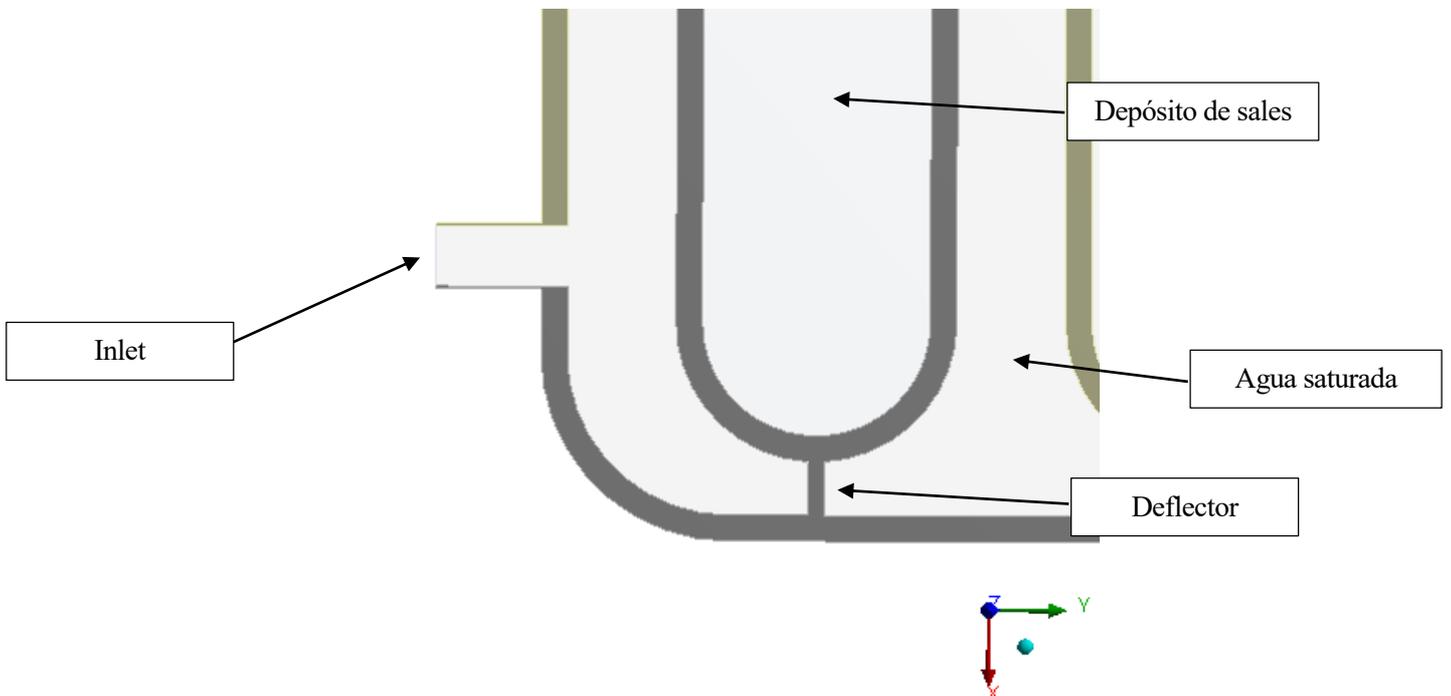


Figura 3-46 – Detalle de entrada al intercambiador.

3.3.2 Materiales

En este análisis se van a emplear diferentes tipos de materiales según estemos en la zona sólida o líquida. Para la realización de este cálculo se han tenido en cuenta los siguientes datos de partida.

Propiedades consideradas para el material del intercambiador, en este caso se ha creado el material a533grc con las siguientes propiedades en la biblioteca de Fluent:

- Densidad: 7800 (kg/m³)
- Calor específico: 470 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 52 (w/m k)

Propiedades consideradas para el material del fluido caloportador, en este caso agua saturada:

- Densidad: 998.2 (kg/m³)
- Calor específico: 4182 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 0.6 (w/m k)
- Viscosidad: 0.001003 (kg/m s)

Propiedades consideradas para el material del fluido de almacenamiento, en este caso sales cuaternarias:

- Densidad: 1900 (kg/m³)
- Calor específico: 1600 (j/kg k)
- Conductividad térmica: 0.5 (w/m k)
- Viscosidad: 0.0016 (kg/m s)

3.3.3 Mallado

Para el mallado, en este caso en el que se requería mayor precisión puesto que hay que modelar correctamente el comportamiento de los líquidos, se ha utilizado un elemento del tamaño máximo adecuado para las zonas globales (25 mm) y un tamaño mínimo de (0.25 mm), utilizándose la función para la definición del tamaño: "Proximity and curvature". Así se obtiene un refinamiento con elementos más pequeños para las zonas críticas. La siguiente figura muestra la malla:

- Nodos: 32.793
- Elementos: 32.350

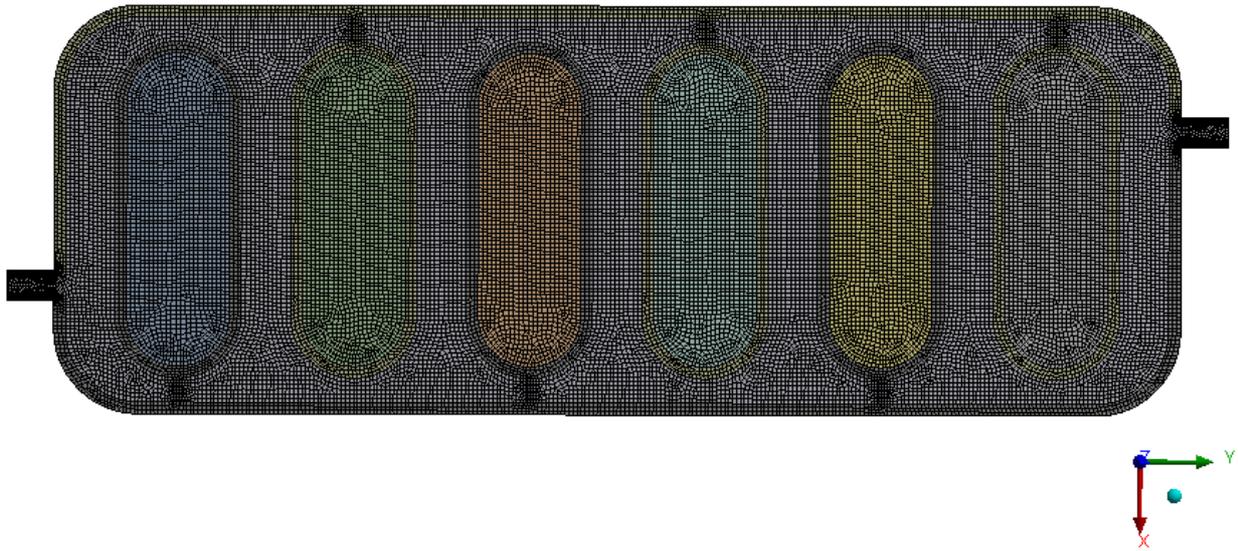


Figura 3-47 – Vista global de la geometría mallada.

3.3.3.1 Named selections

Las siguientes “named selection” se introducen para aplicar las condiciones de límites dentro de ANSYS Fluent como se puede ver en las siguientes figuras:

■ FLUID_WATER

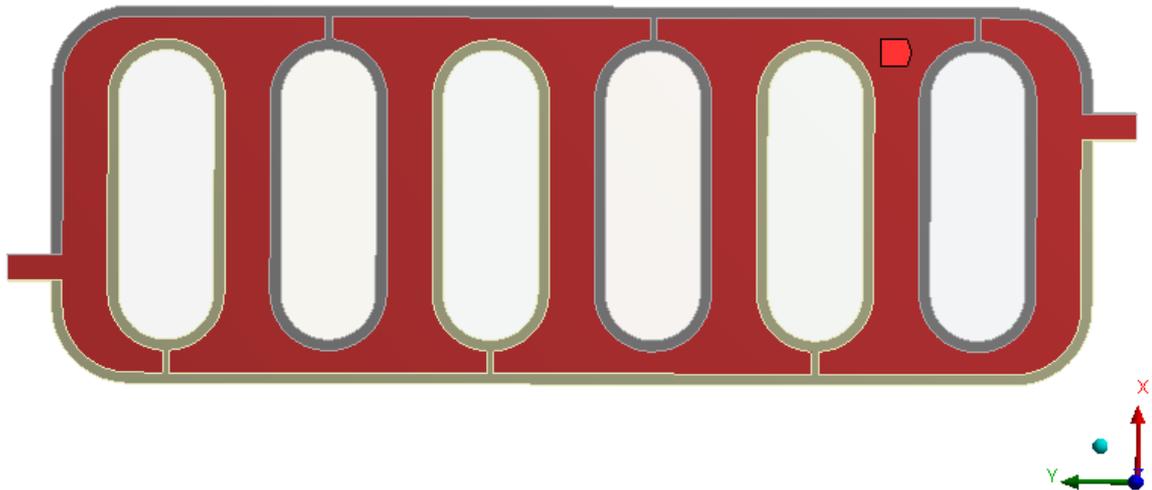


Figura 3-48 – Named selection: “Fluid_water”.

FLUID_SALT

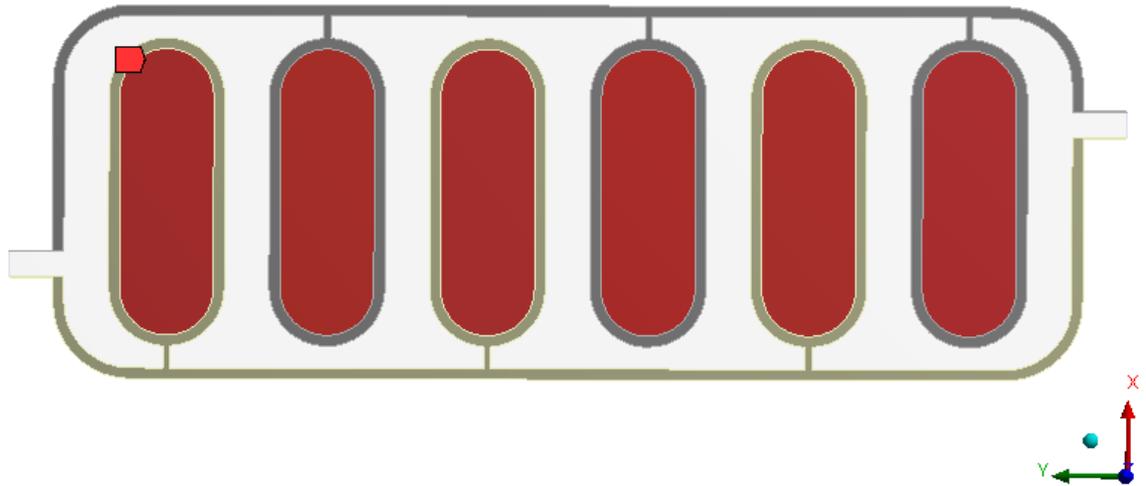


Figura 3-49 – Named selection: “Fluid_salt”.

SOLID_DEPS1
SOLID_DEPS2

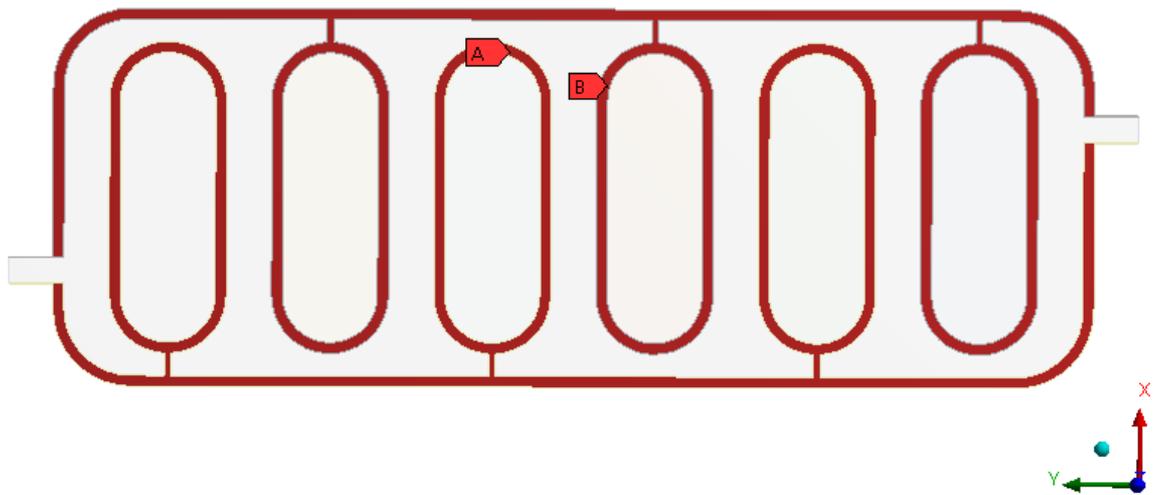


Figura 3-50 – Named selection: “Solid_deps1, Solid_deps2”.

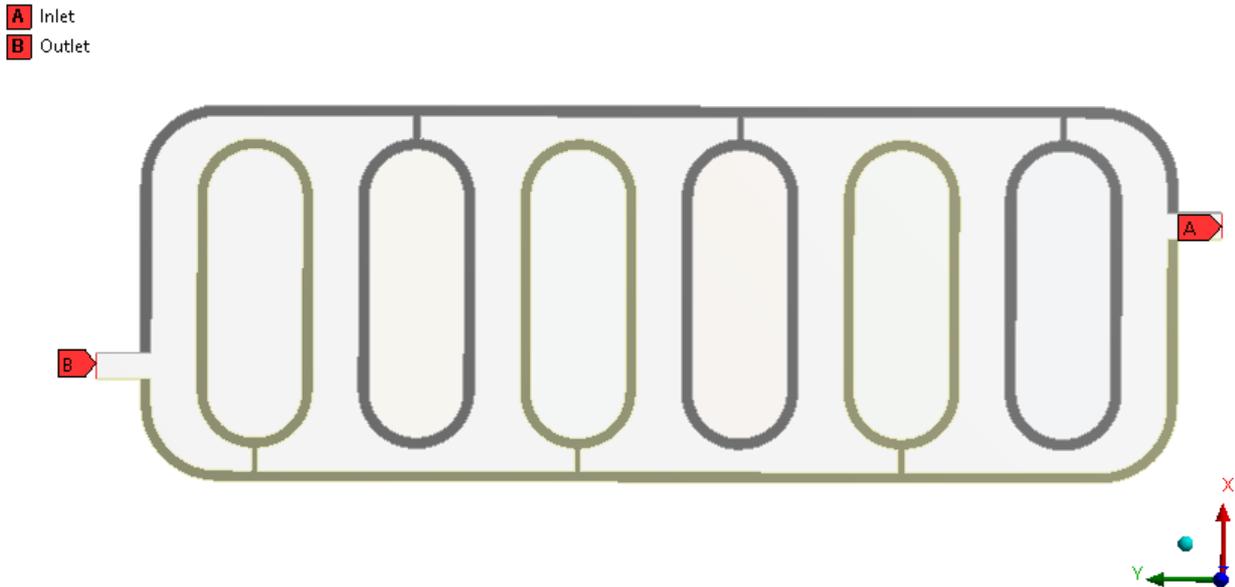


Figura 3-51 – Named selection: “Inlet , Outlet”.

3.3.4 Análisis

3.3.4.1 Configuración general

El análisis se realiza en el módulo de Fluent. En primer lugar, en la configuración general del cálculo, se establece el solucionador en el método basado en presión, la formulación de velocidad se establece en Absoluto y el tiempo se establece en transiente.

3.3.4.2 Configuración del modelo de cálculo

Tal y como hicimos en el primer análisis, en la rama Modelos como el problema incluye la transferencia de calor, deben incluirse los modelos físicos relevantes que gobiernan la transferencia de calor, por lo tanto, se activa la ecuación de la energía.

Se activa también el flujo viscoso en k- ϵ y como en esta ocasión el objetivo es obtener los gradientes de temperatura, se activa la opción de intercambio de calor. Se selecciona “Dual cell model” y se define como fluido principal “fluid_salt” y como auxiliar “fluid_water” con 1 paso. Para definir las condiciones del análisis se define como temperaturas de referencia de entrada 573k para el fluido auxiliar y 333k para el fluido primario.

3.3.4.3 Condiciones de zona

En las condiciones de zona se selecciona el material líquido agua para la selección “Fluid_water”, se selecciona el material líquido sal para la selección “Fluid_salt” definiendo también que es una zona de flujo laminar y por último se selecciona el material sólido aluminio para la selección “Solid_deps1, Solid_deps2”.

3.3.4.4 Condiciones de contorno

Como el problema incluye transferencia de calor, hay que definir las condiciones de límite térmico en las entradas y salidas de flujo. Las condiciones de contorno se establecen con los siguientes parámetros:

- Inlet
 - Velocidad (m/s): 1
 - Presión inicial (Pa): 0
 - Turbulencia
 - Método: Intensidad y ratio de viscosidad
 - Intensidad turbulenta (%): 5
 - Ratio de viscosidad turbulento: 10
 - Temperatura (k): 573

- Outlet
 - Presión (Pa): 0
 - Turbulencia
 - Método: Intensidad y ratio de viscosidad
 - Intensidad turbulenta (%): 5
 - Ratio de viscosidad turbulento: 10

- Wall-solid_deps1, Wall-solid_deps2
 - Material: a533grc

- Wall_out
 - Temperatura (k): 573
 - Material: a533grc

- Wall-fluid_salt-solid_deps1, Wall-fluid_salt-solid_deps2, Wall-fluid_water-solid_deps1; Wall-fluid_water-solid_deps2:
 - Condiciones térmicas: Coupled
 - Material: a533grc

3.3.5 Resultados

El objetivo de este análisis era obtener los gradientes de temperatura en el interior del intercambiador, para ello se va a simular como se produce el calentamiento del sistema y después se definirán los gradientes de temperatura con los que se van a trabajar.

La mejor forma de haber realizado este problema hubiera sido simular el intercambiador completo en Fluent y pasar esas cargas obtenidas al problema estático relacionando los problemas de la siguiente manera:

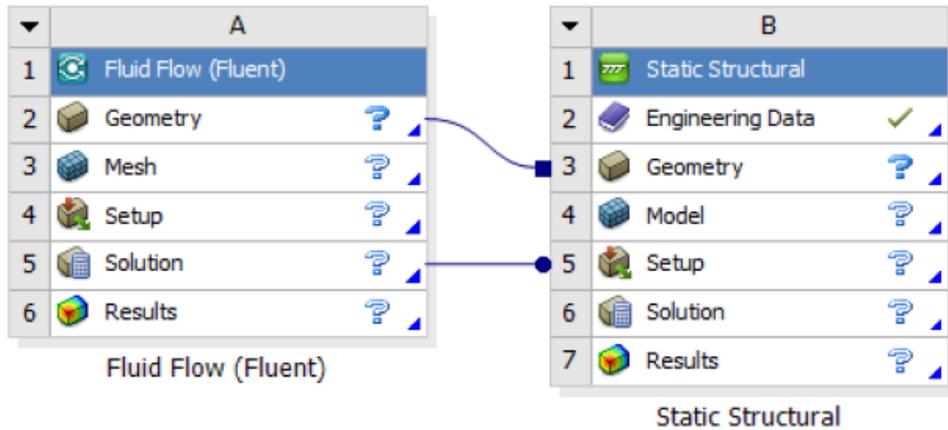


Figura 3-52 – Problema integrado Fluent – Estático estructural.

Sin embargo y por la elevada cantidad de recursos que haría falta para resolver el problema completo, se ha optado por hacer la simulación en la sección media del intercambiador y estudiar los gradientes de temperaturas, determinar cuál de ellos es el más desfavorable para el equipo e introducir ese gradiente en un análisis térmico del sistema completo.

Los parámetros introducidos para seleccionar el método de solución es el siguiente:

- Scheme: Coupled: Spatial Discretization
- Gradient: Least Squares Cell Based
- Pressure: Second Order
- Momentum: Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic energy: First Order Upwind
- Turbulent Dissipation Rate: First Order upwind
- Energy: Second Order Upwind

Los resultados del análisis transiente de 480 segundo en la sección media del equipo se muestran en las siguientes imágenes:

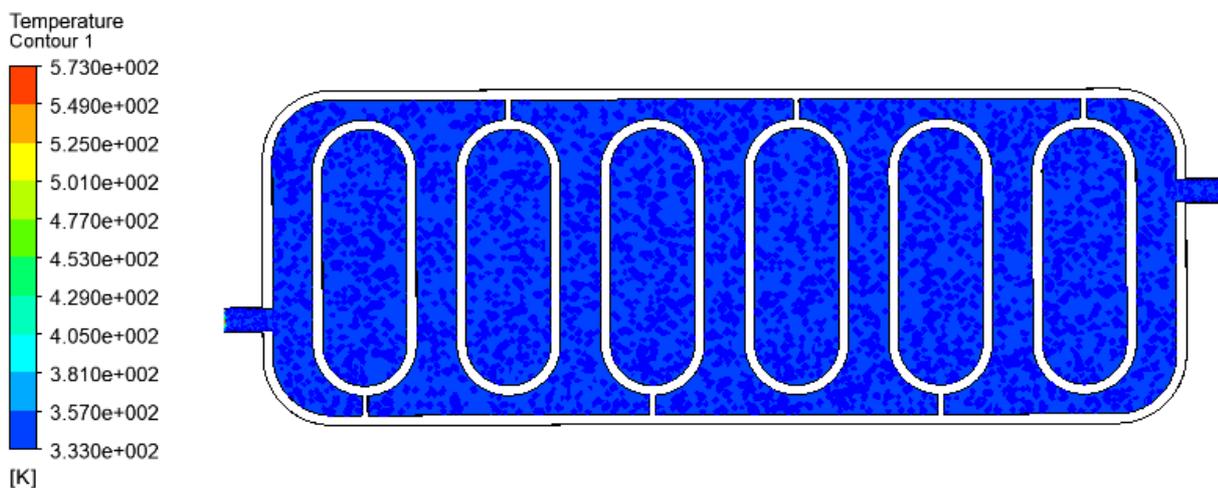


Figura 3-53 – Perfil de temperaturas (t=0).

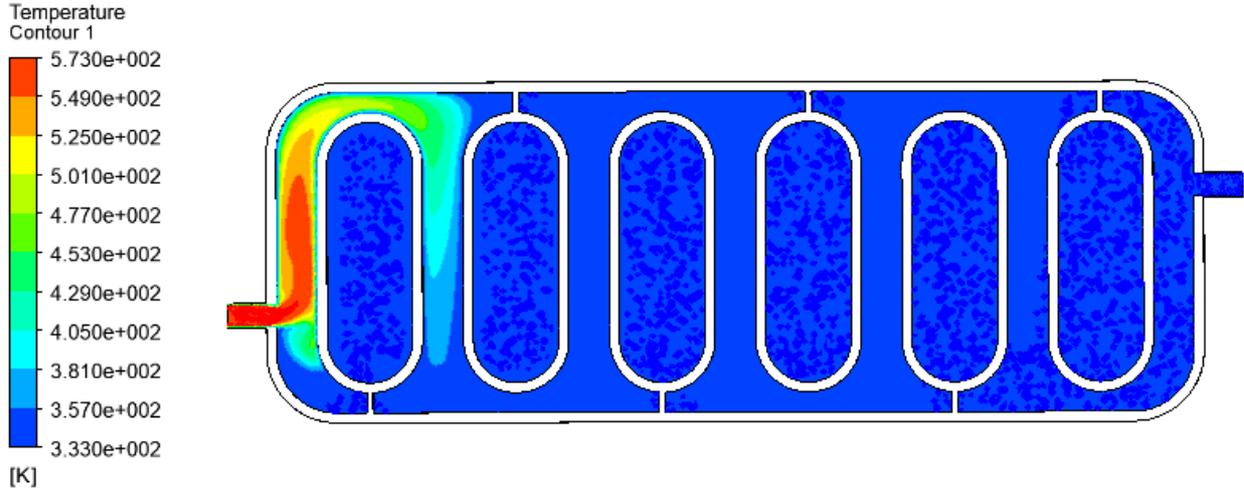


Figura 3-54 – Perfil de temperaturas (t=5).

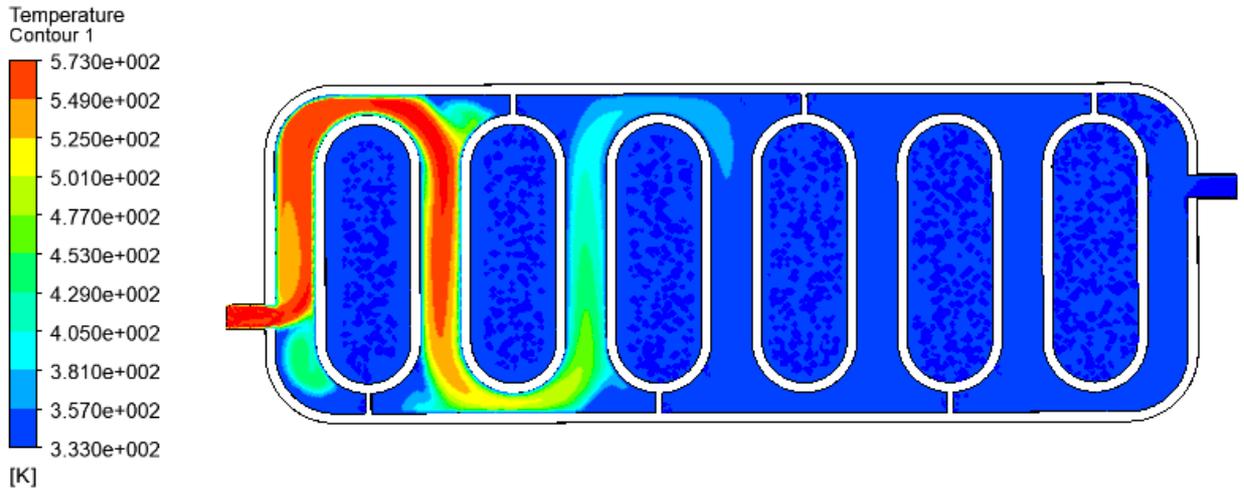


Figura 3-55 – Perfil de temperaturas (t=10).

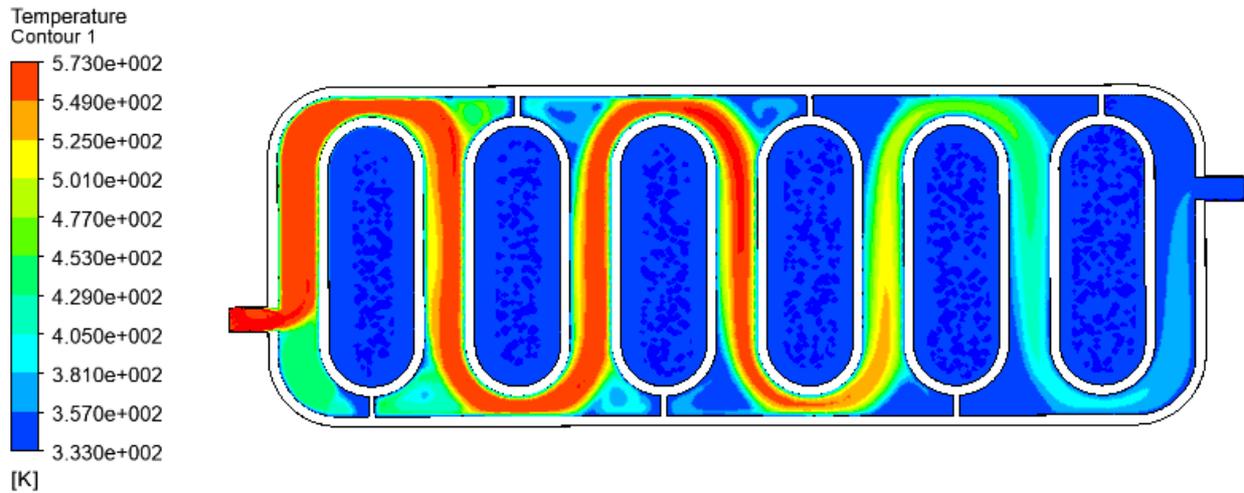


Figura 3-56 – Perfil de temperaturas (t=20).

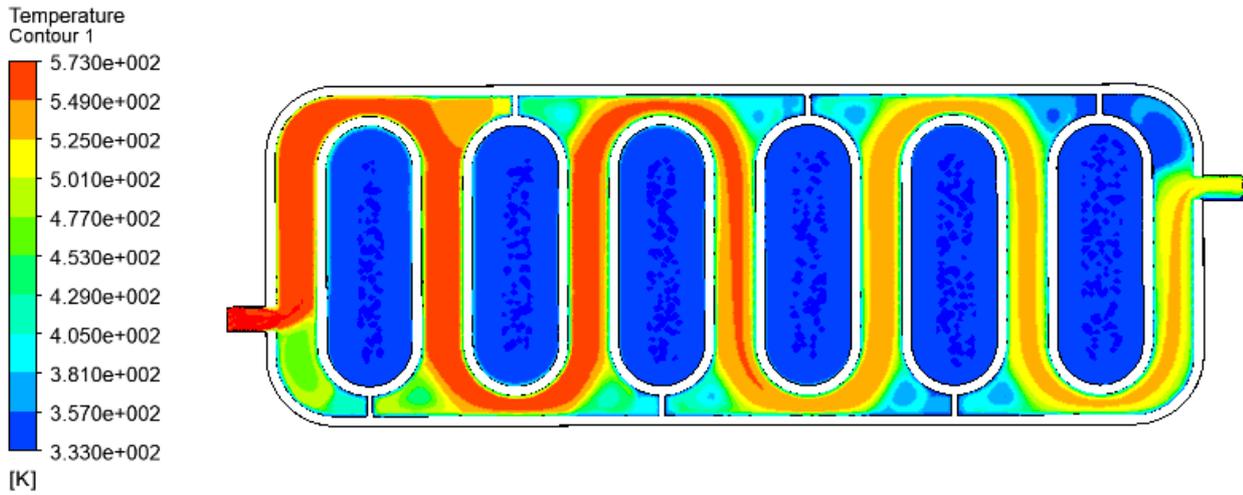


Figura 3-57 – Perfil de temperaturas (t=40).

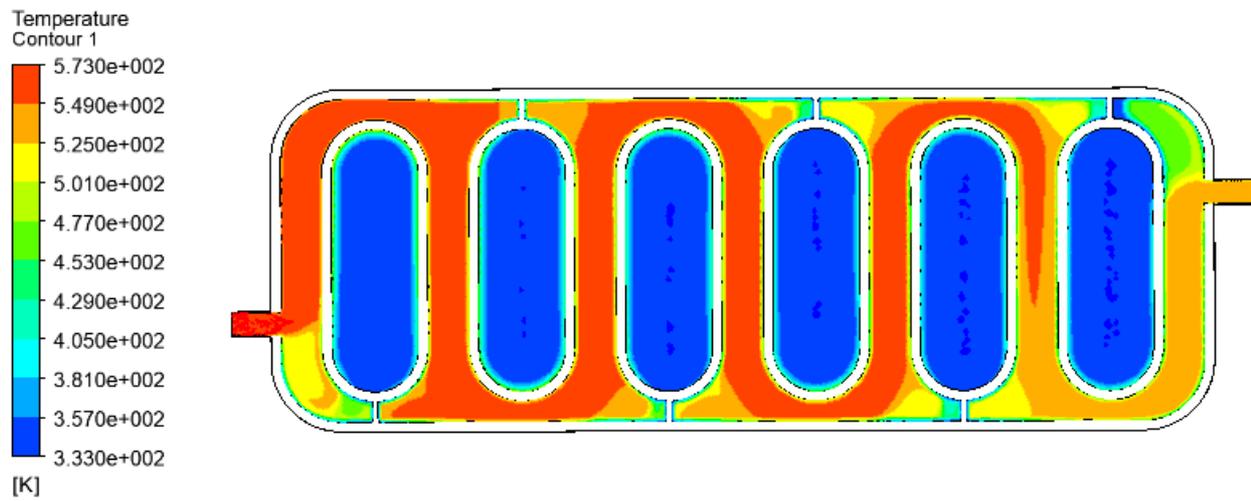


Figura 3-58 – Perfil de temperaturas (t=80).

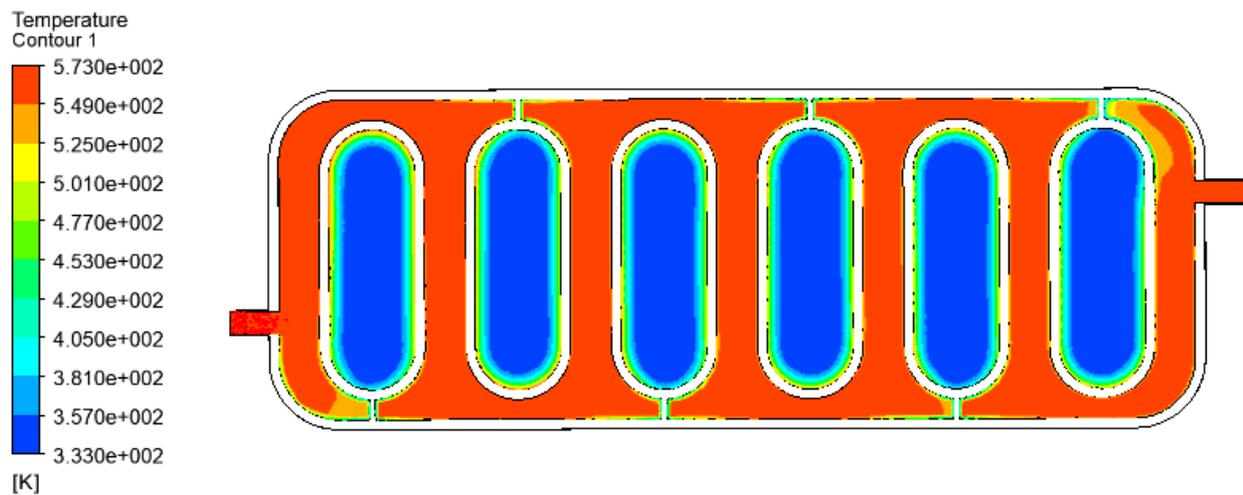
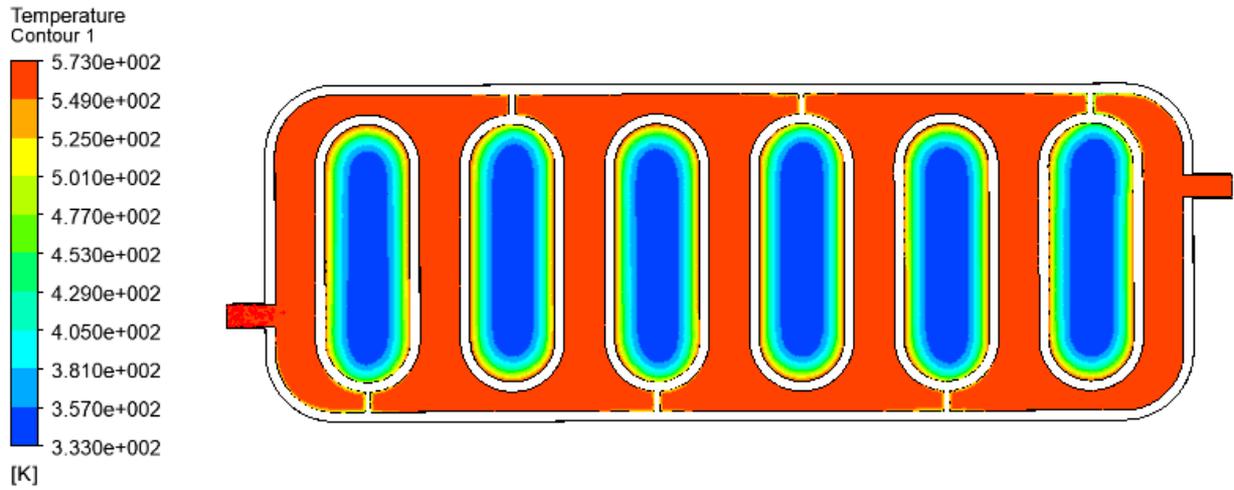
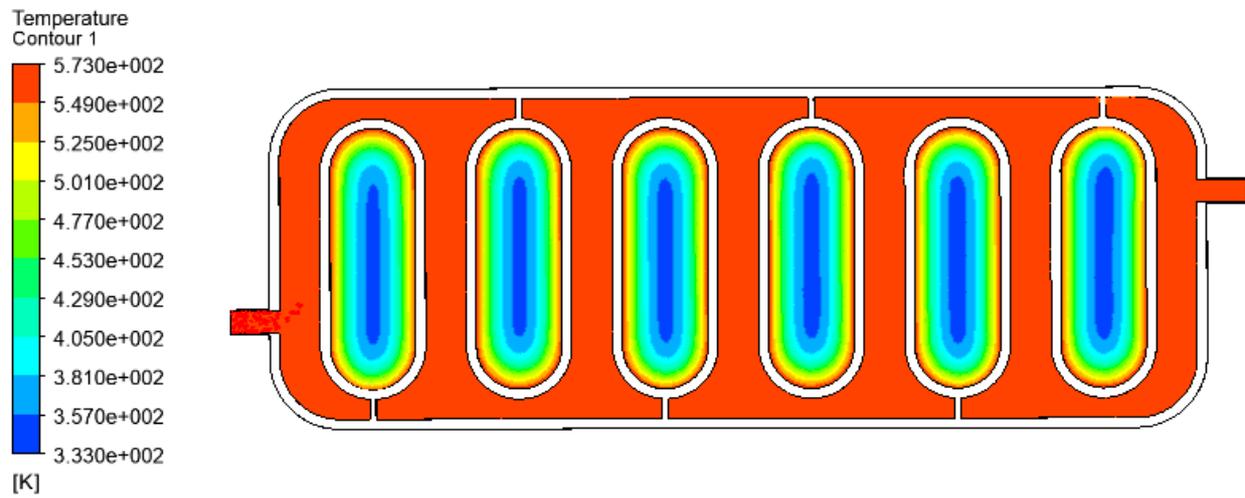
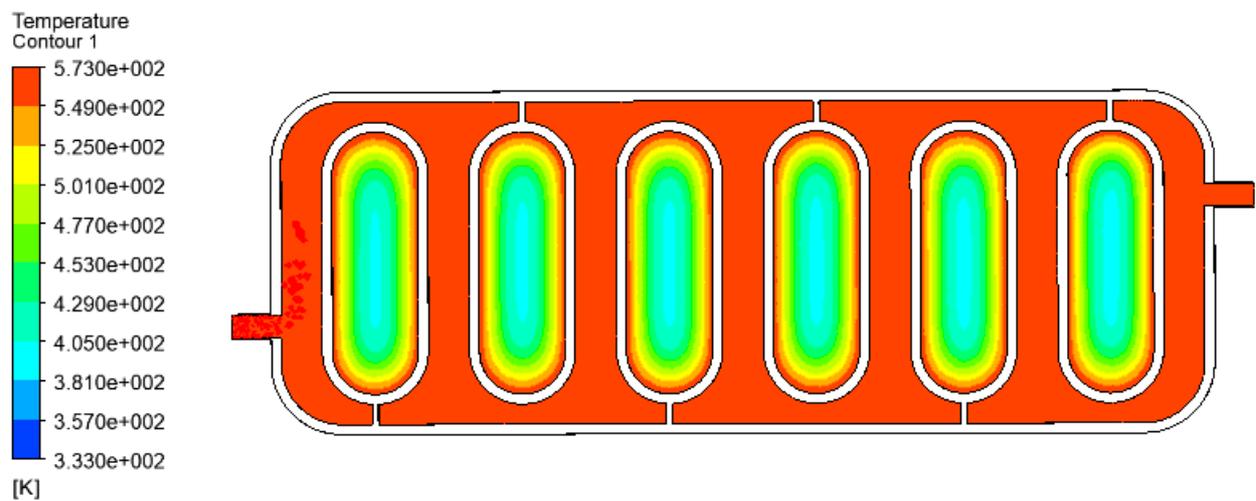


Figura 3-59 – Perfil de temperaturas (t=160).

Figura 3-60 – Perfil de temperaturas ($t=320$).Figura 3-61 – Perfil de temperaturas ($t=640$).Figura 3-62 – Perfil de temperaturas ($t=1200$).

Además, se va a comprobar que con el rediseño del interior del intercambiador se ha evitado el incremento excesivo de velocidades y cortantes en las zonas de paso:

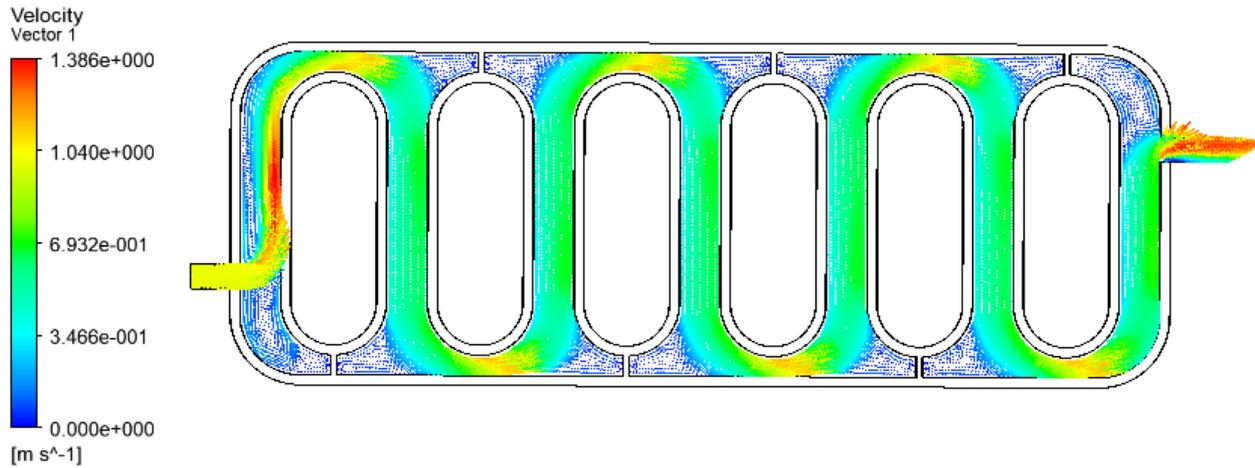


Figura 3-63 – Perfil de velocidades.

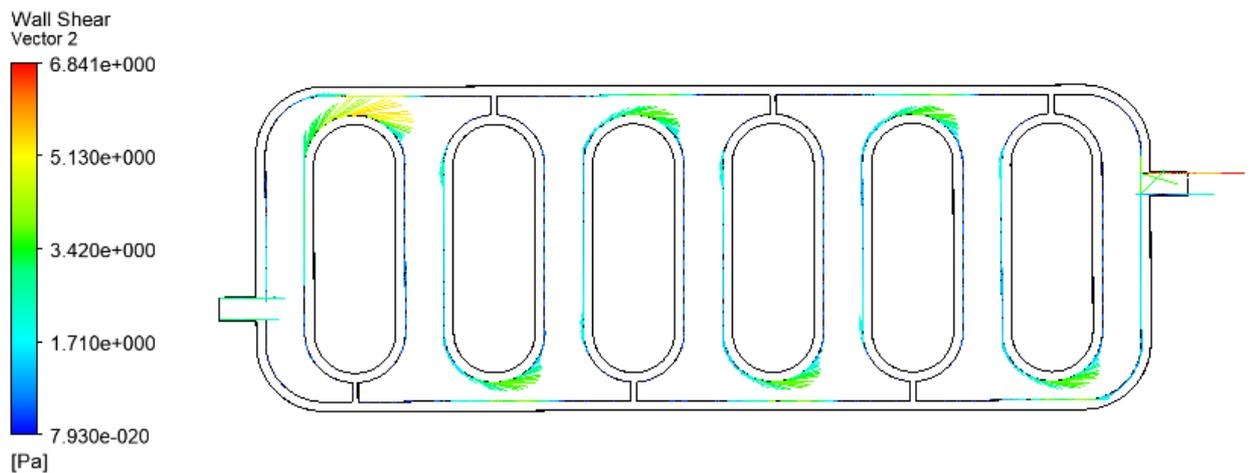


Figura 3-64 – Cortante en las paredes del interior del intercambiador.

Con la nueva distribución interior, se ha conseguido reducir considerablemente el incremento de velocidades que se produce debido a la estrechez del paso del fluido entre los depósitos internos. Consecuentemente también se ve reducido el cortante en las paredes del intercambiador.

3.3.6 Conclusiones

A la vista de los resultados y teniendo en cuenta el objetivo del presente análisis, se decide considerar el caso en el que el exterior del depósito interno se encuentra a 300°C y el interior todavía está frío como el caso más desfavorable y por tanto es el caso que se va a estudiar en el siguiente análisis para verificar que el intercambiador objeto del presente estudio resiste todas las cargas a las que está sometido sin comprometer su seguridad estructural.

3.4 Análisis del modelo completo

En este apartado se incorporan al análisis estático realizado en el segundo análisis las cargas debido a la temperatura. Para realizar esto es necesario realizar un análisis térmico del sistema en primer lugar y después importar esas cargas al análisis estructural.

El objetivo principal de este análisis es validar la geometría completa del intercambiador una vez sometida a cargas estáticas y térmicas tales como gravedad, presión, presión hidrostática, etc.

El esquema para la resolución del modelo es el siguiente:

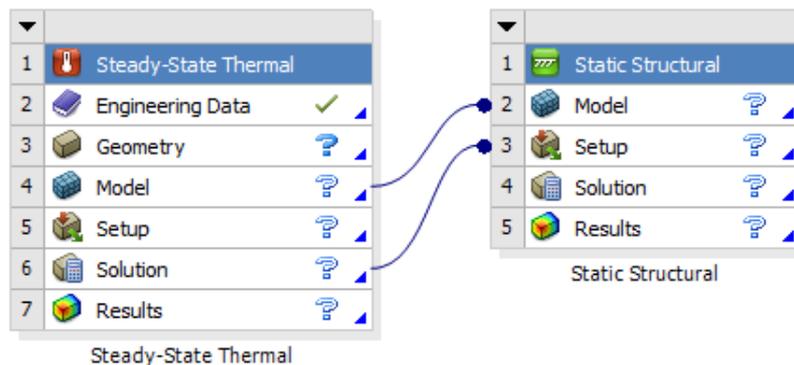


Figura 3-65 – Esquema problema térmico y estático acoplados.

3.4.1 Geometría

Este análisis se va a realizar con el modelo 3D completo debido a que es necesario introducir cargas térmicas diferentes en cada lado de los depósitos interiores. Esto no se puede realizar con elementos tipo placa debido a que no se puede asociar dos temperaturas diferentes en cada cara del depósito.

3.4.1.1 Vista general

Al igual que en los demás análisis en primer lugar se ha definido la geometría 3D en el programa AutoCAD debido que se está más familiarizado con esta herramienta que con la propia del programa. Posteriormente se ha importado la geometría y se ha realizado el postmodelado dentro del programa DesignModeler para corregir los errores debido a la importación del modelo y garantizar el correcto funcionamiento del modelo (comprobar las juntas, imprimir aristas sobre caras, etc.). A continuación, se muestra la geometría empleada en la simulación.

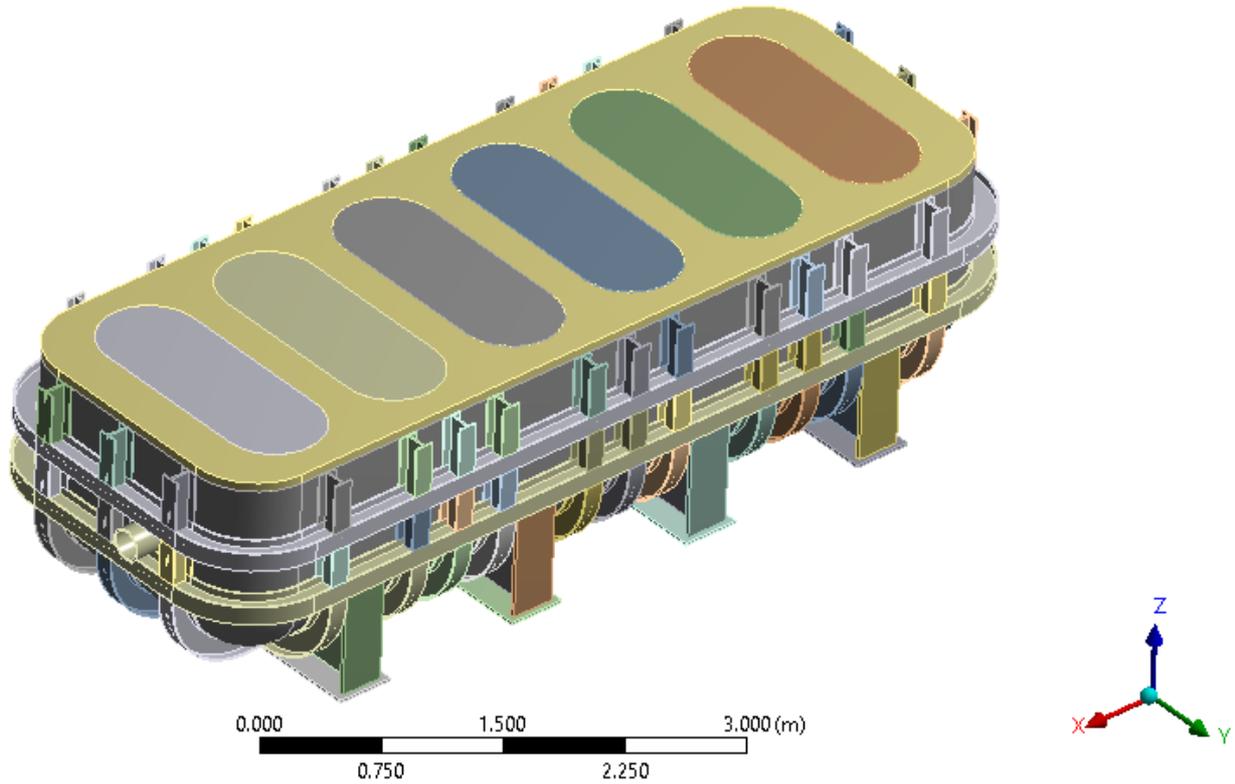


Figura 3-66 – Vista general exterior de la geometría.

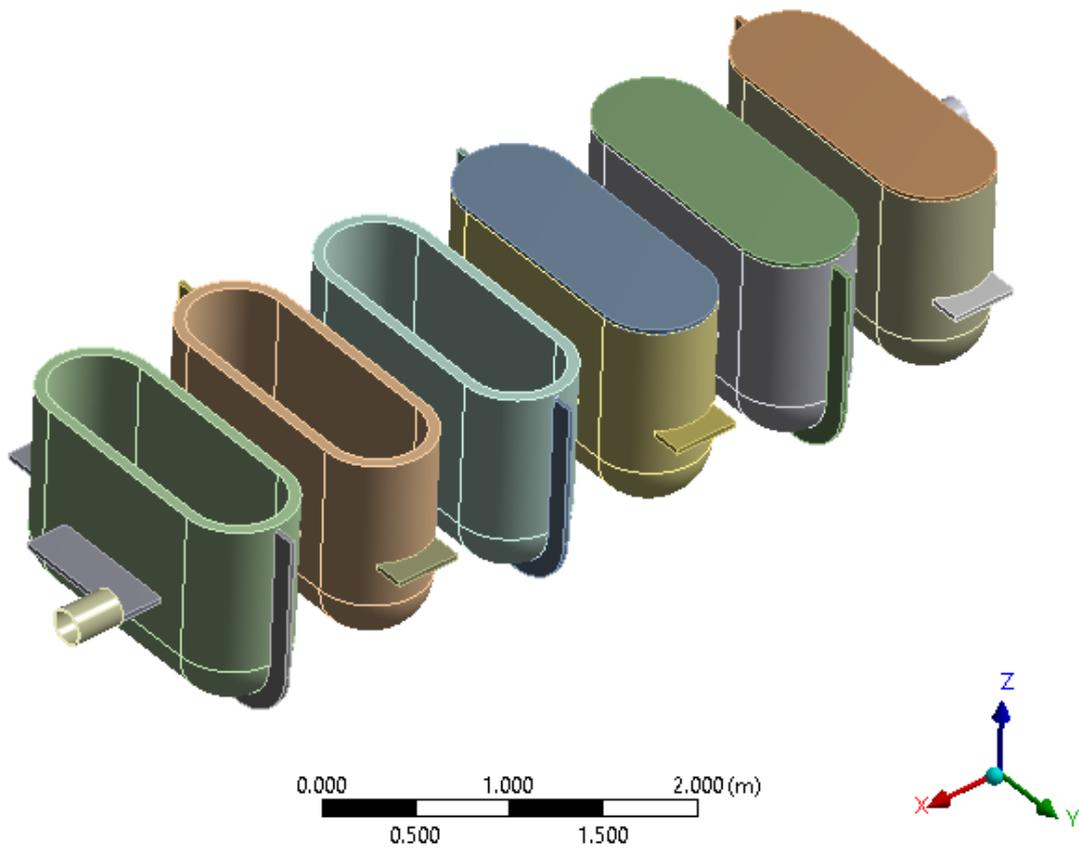


Figura 3-67 – Vista general interior de la geometría para el análisis estático del modelo.

En las figuras anteriores se puede ver que el modelo es el mismo que el analizado en el análisis estático, pero todos los elementos tienen espesores, por lo que el mallado se realizará con elementos tipo “Solid”. Vamos a ver más

en detalle la geometría.

3.4.1.2 Depósitos internos

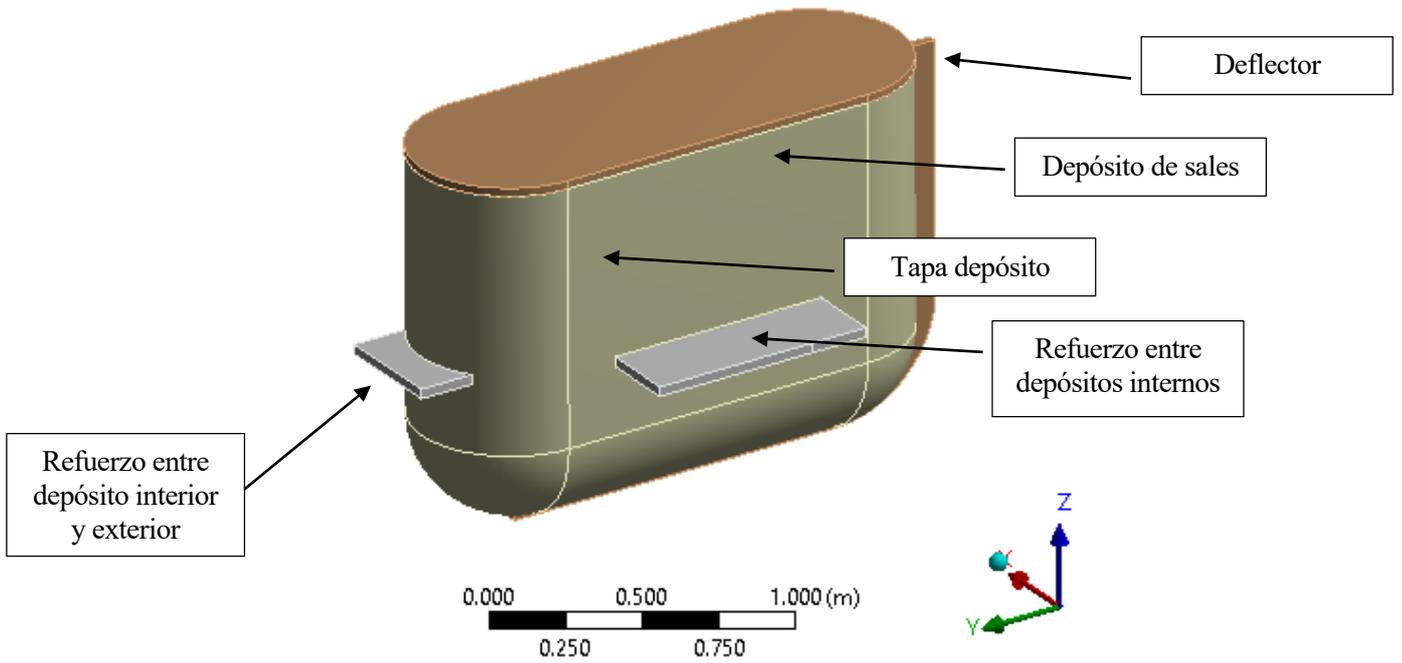


Figura 3-68 – Vista isométrica de un depósito interior de sales.

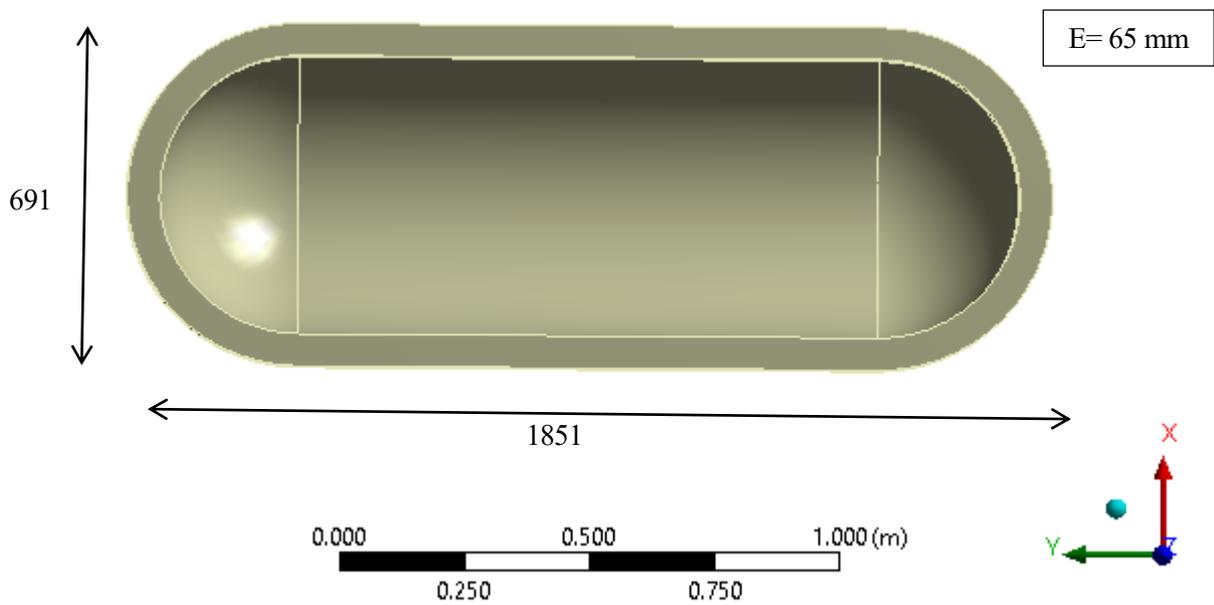


Figura 3-69 – Dimensiones en planta depósito interior.

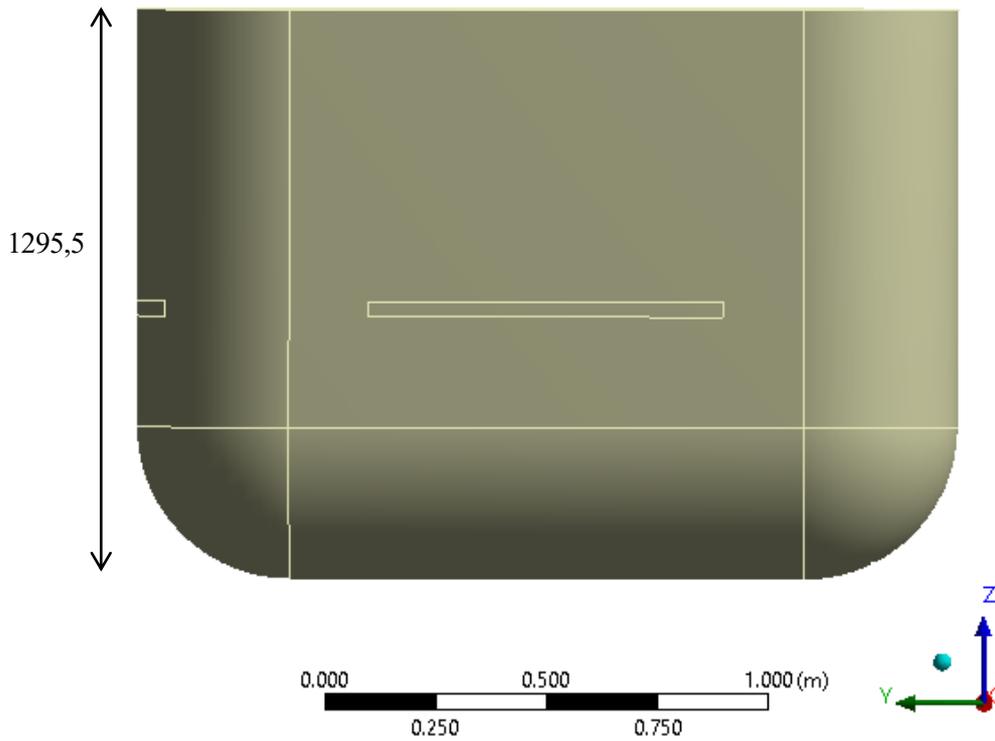


Figura 3-70 – Dimensiones alzado depósito interior.

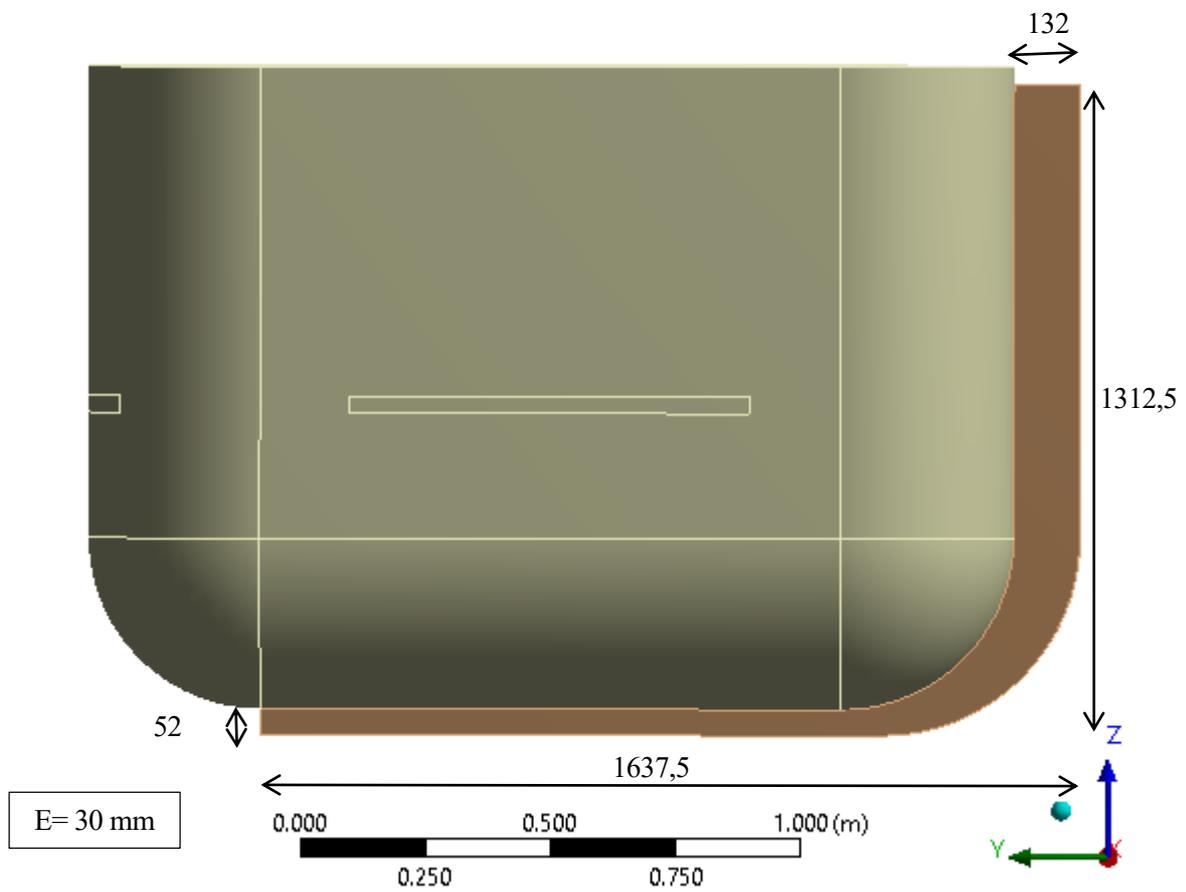


Figura 3-71 – Dimensiones generales de los deflectores.

3.4.1.3 Depósito exterior

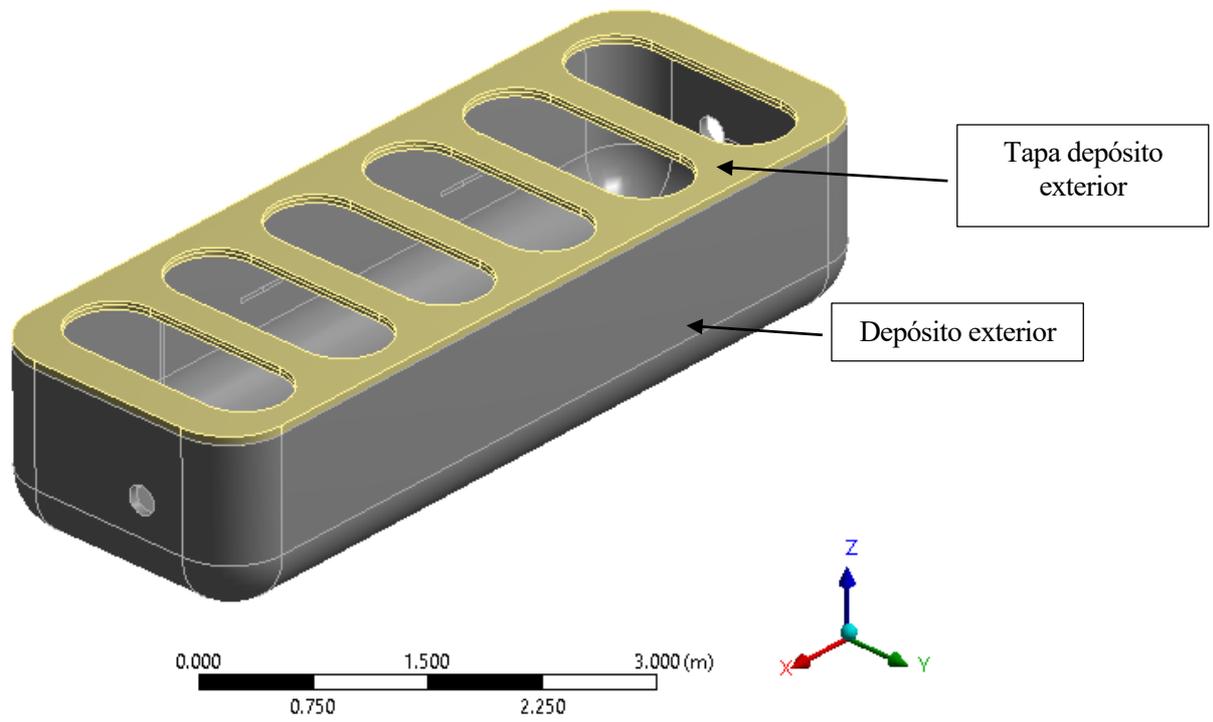


Figura 3-72 – Vista isométrica del depósito exterior del intercambiador.

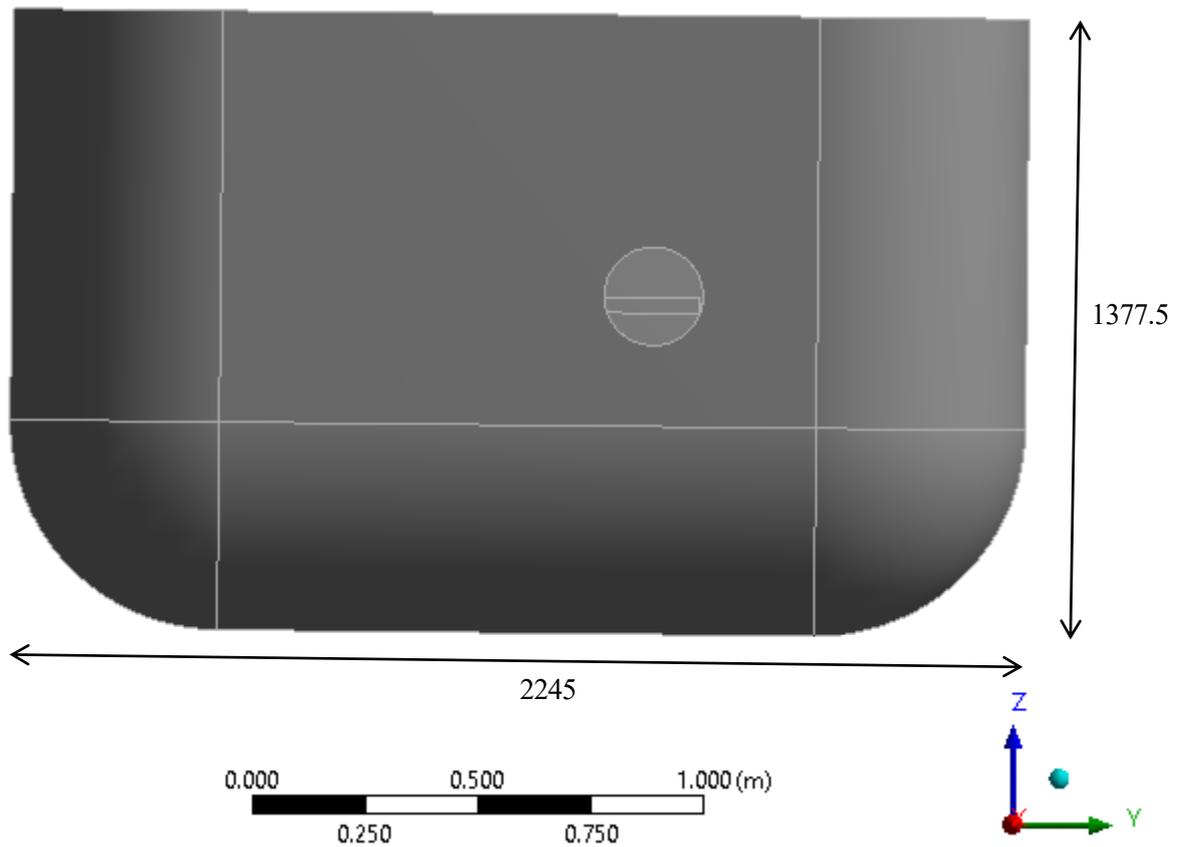


Figura 3-73 – Dimensiones alzado depósito exterior.

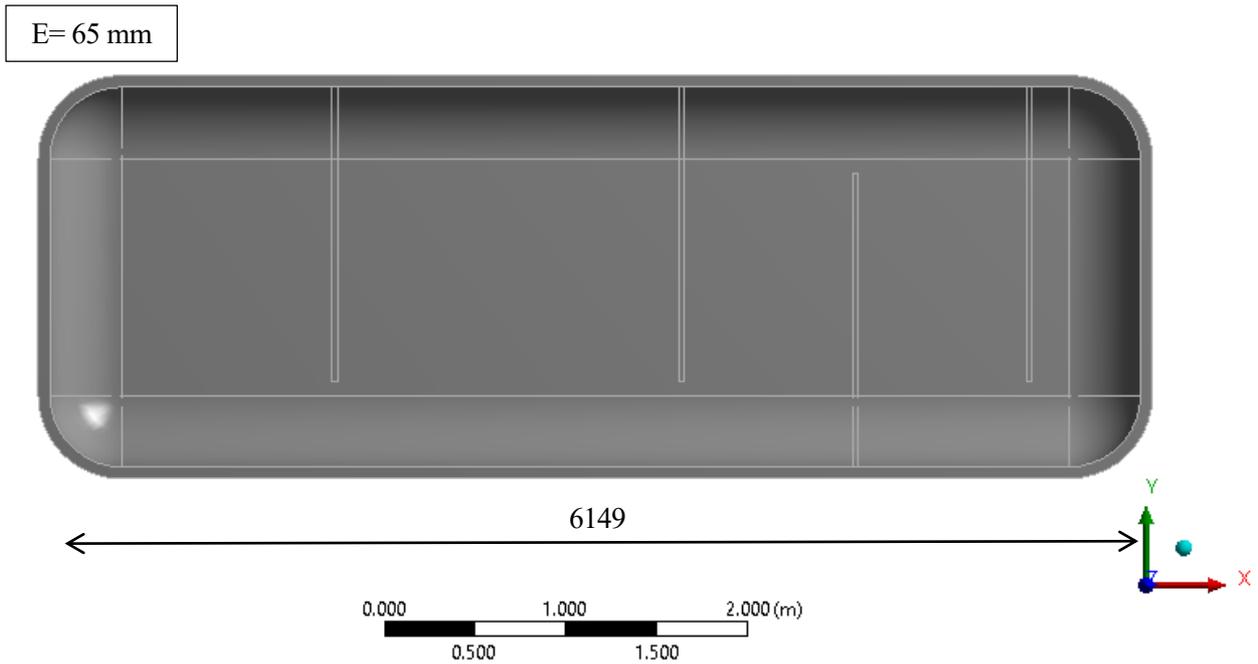


Figura 3-74 – Dimensiones en planta del depósito exterior.

3.4.1.4 Refuerzo depósito exterior

Debido a la alta presión de diseño en combinación con una geometría poco favorable en términos de resistencia, ya que en casos de altas presiones la forma estructural más favorable es el cilindro, se ha tenido que reforzar el depósito de la estructura exterior en lugar de incrementar más su espesor debido a las dificultades constructivas que tendría además del mayor coste. La estructura de refuerzo está formada por dos perfiles UPN soldados entre sí de la siguiente manera:

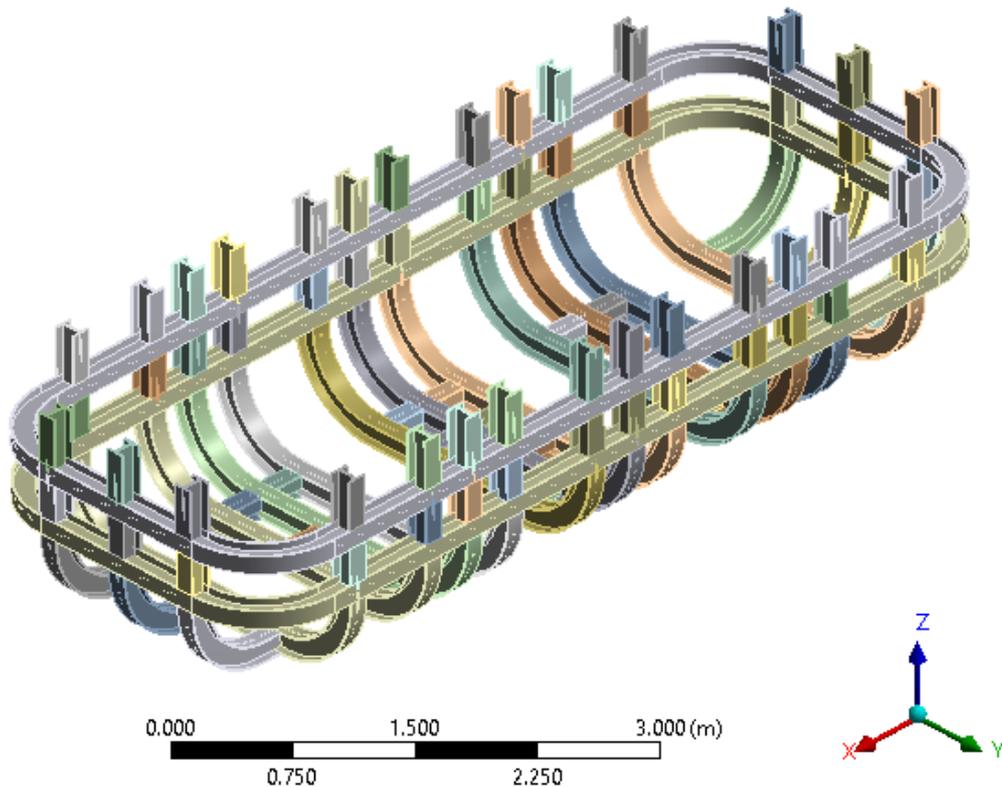


Figura 3-75 – Vista general refuerzo depósito exterior.

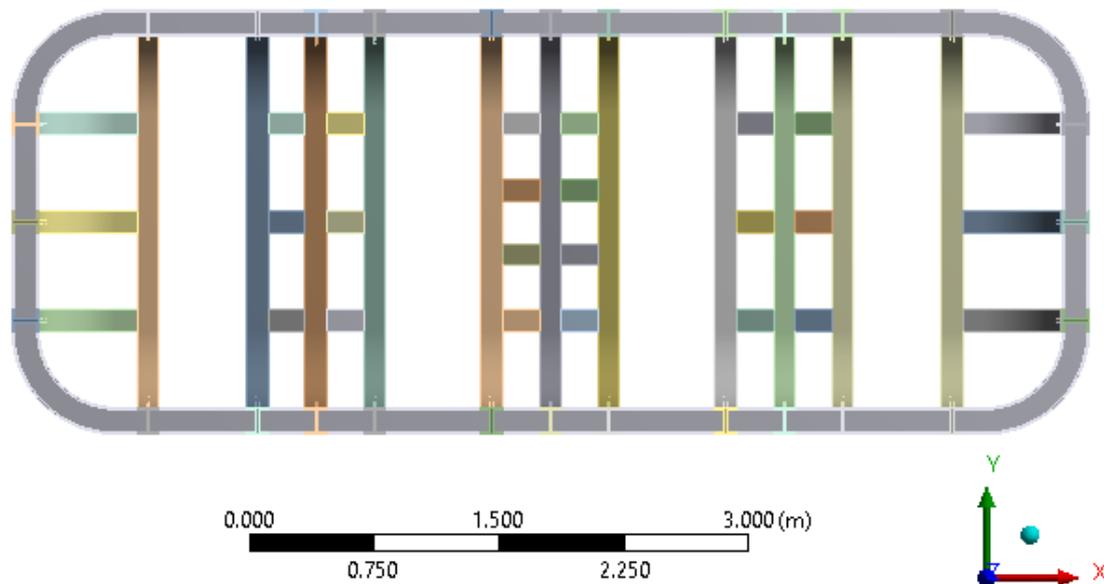


Figura 3-76 – Vista en planta del refuerzo depósito exterior.

3.4.1.5 Patas del intercambiador

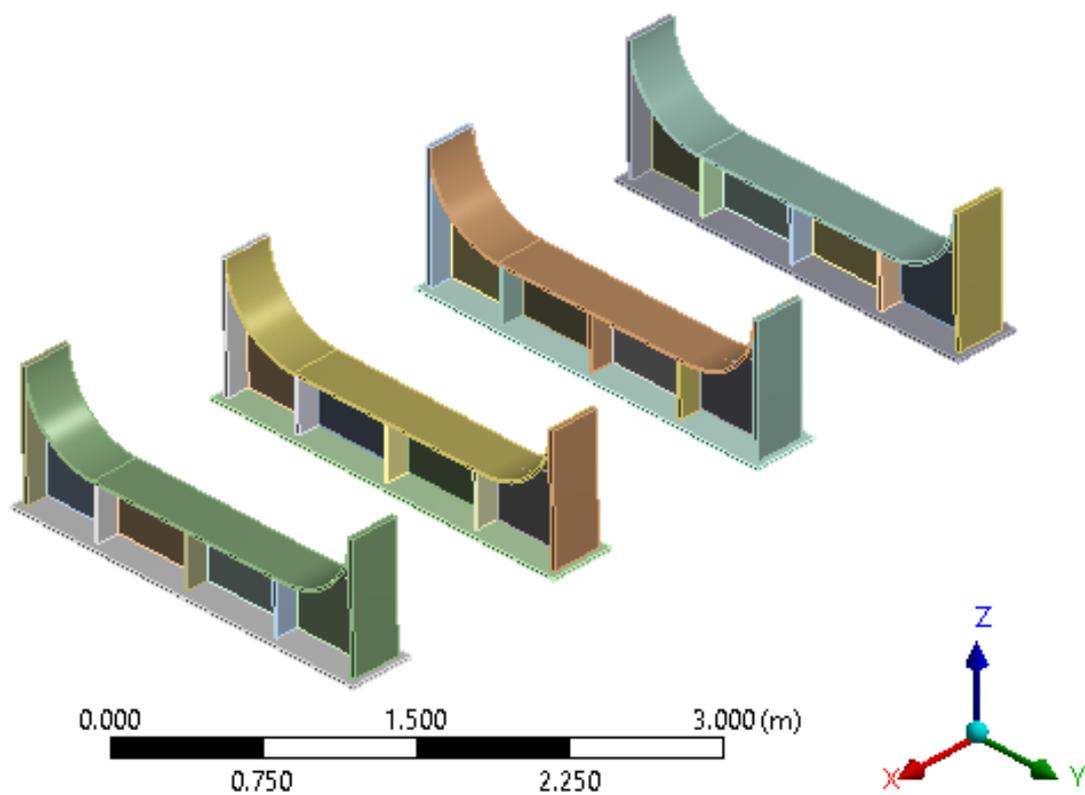


Figura 3-77 – Vista general de las patas del intercambiador.

3.4.2 Material

Todas las partes que componen la estructura del intercambiador se han considerado del mismo material, ASME SA 533 Gr. C. Las propiedades para la realización de los cálculos que se han tenido en cuenta son las siguientes:

- Densidad: 7800 kg/m³
- Módulo de Poisson: 0.29
- Límite elástico del material según ASME: 485 MPa
- Módulo de elasticidad: 200000 MPa

3.4.3 Mallado

Para el mallado se ha utilizado un elemento del tamaño máximo adecuado para las zonas globales (75 mm) y un tamaño mínimo de (1 mm), utilizándose la función para la definición del tamaño: "Curvature", así se obtiene un refinamiento con elementos más pequeños para las zonas críticas. La siguiente figura muestra la malla:

- Nodos: 375.061
- Elementos: 164647

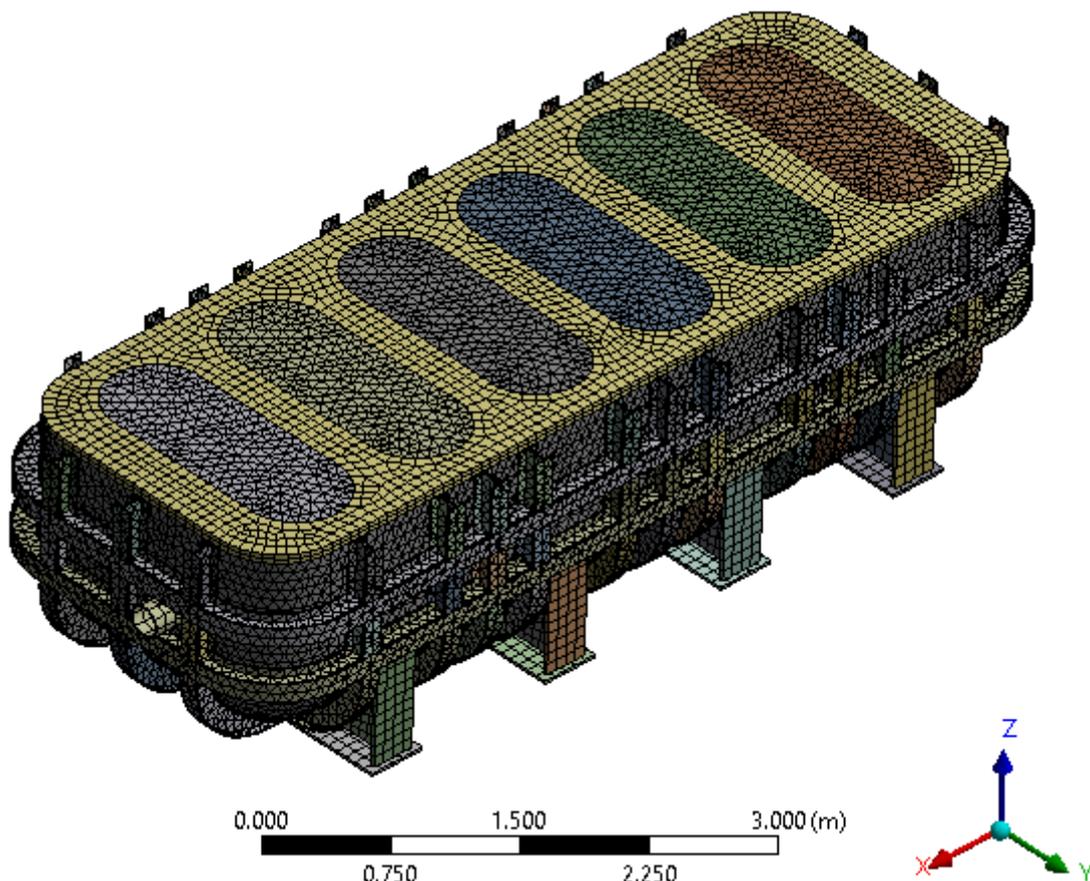


Figura 3-78 – Vista global de la geometría mallada.

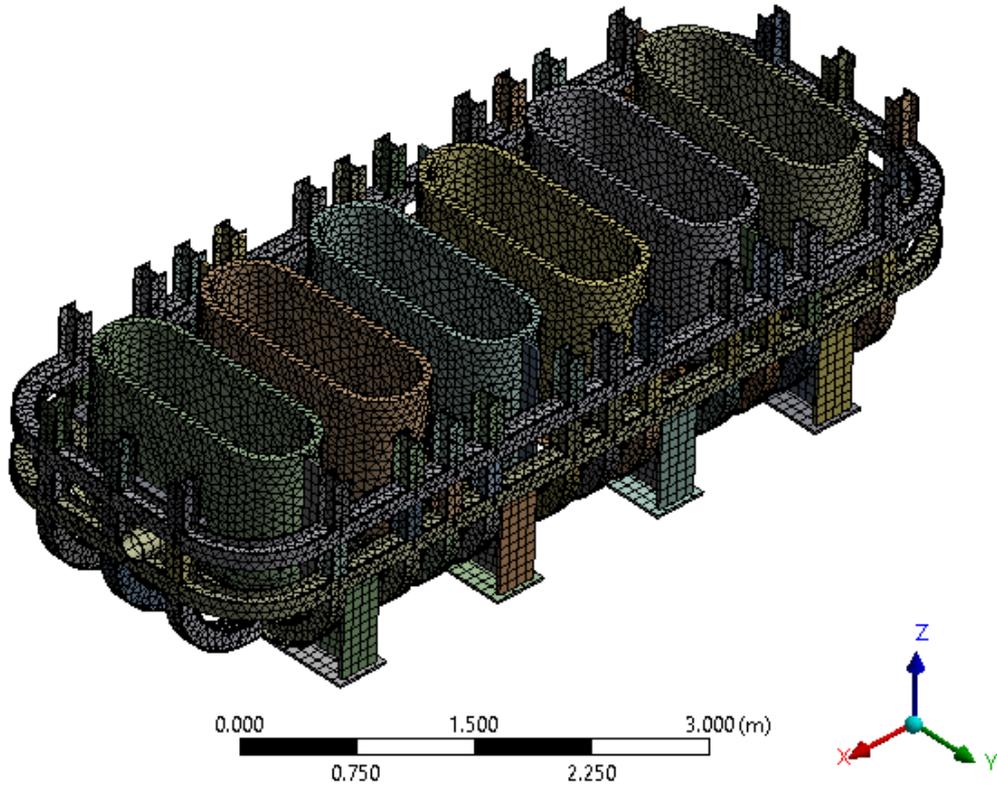


Figura 3-79 – Vista global del interior de la geometría mallada.

3.4.4 Cargas

Las cargas que se han considerado para la realización del presente cálculo son las siguientes:

3.4.4.1 Problema estático-térmico

- Aislamiento térmico: Se supone un sistema totalmente aislado.

D: Steady-State Thermal
Heat Flow
Heat Flow: 0. W

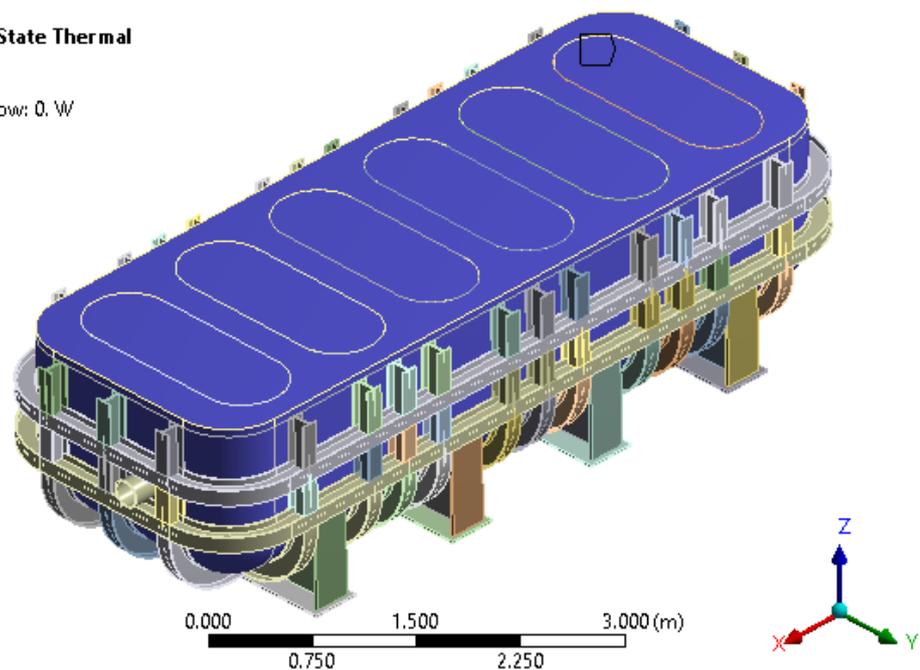


Figura 3-80 – Aislamiento del sistema.

- Temperatura de 300°C en la parte en contacto con agua saturada.

D: Steady-State Thermal Temperature
A Temperature: 300. °C
B Temperature 3: 300. °C

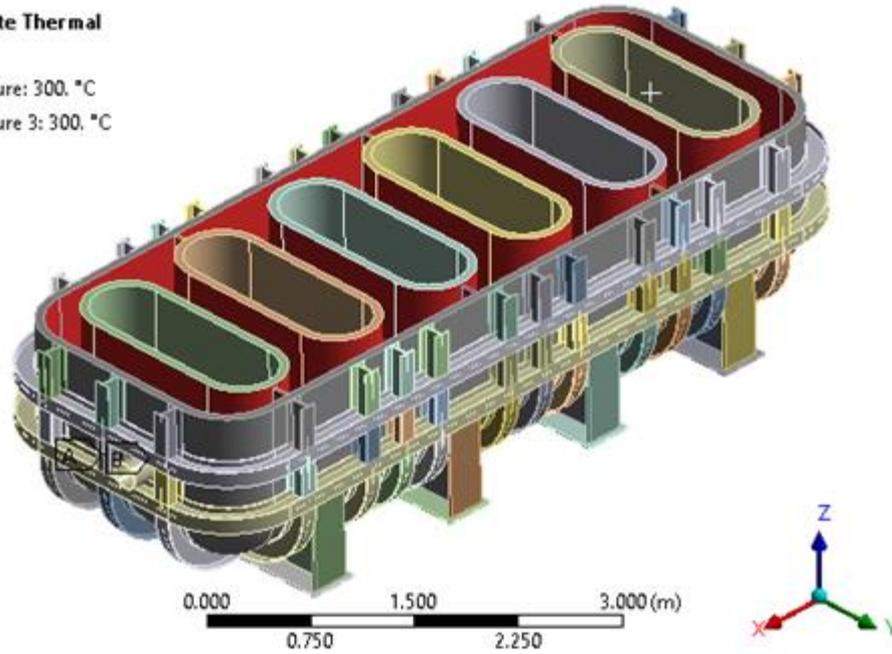


Figura 3-81 – Temperatura $T=300^{\circ}\text{C}$.

- Temperatura de 60°C en la parte en contacto con las sales frías.

D: Steady-State Thermal Temperature
1 Temperature 2: 60. °C

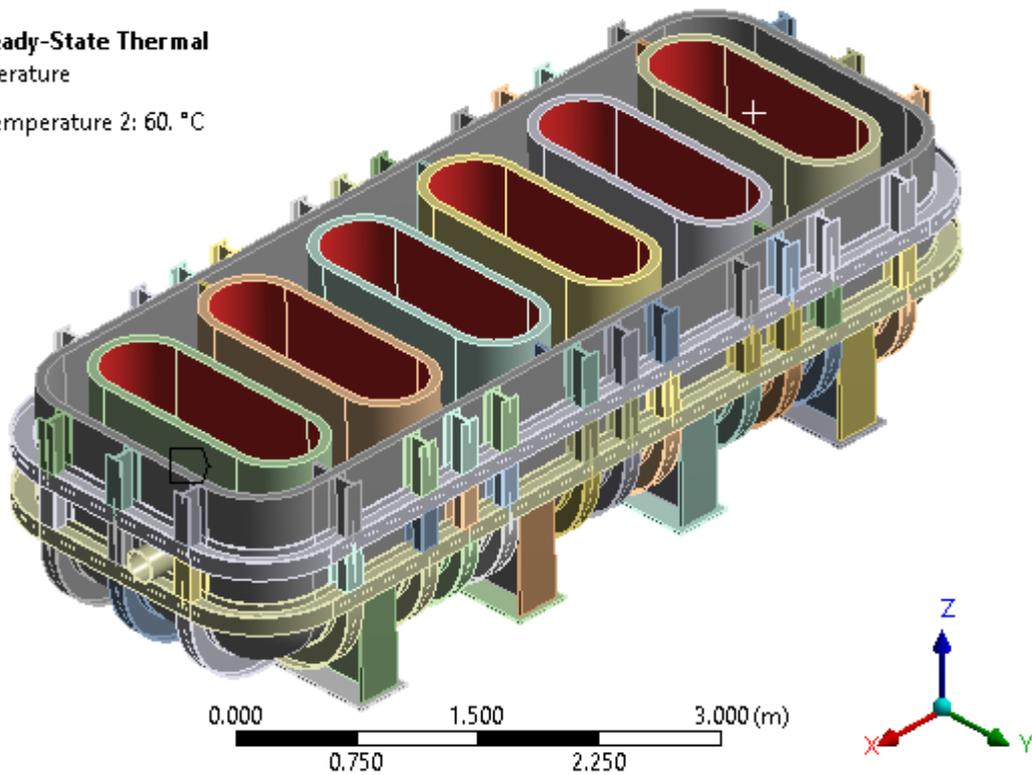


Figura 3-82 – Temperatura $T=60^{\circ}\text{C}$.

3.4.4.2 Problema estático-estructural

- Cargas de peso propio:

E: Static Structural

Standard Earth Gravity

Standard Earth Gravity: 9.8066 m/s^2
Components: $0;0;-9.8066 \text{ m/s}^2$

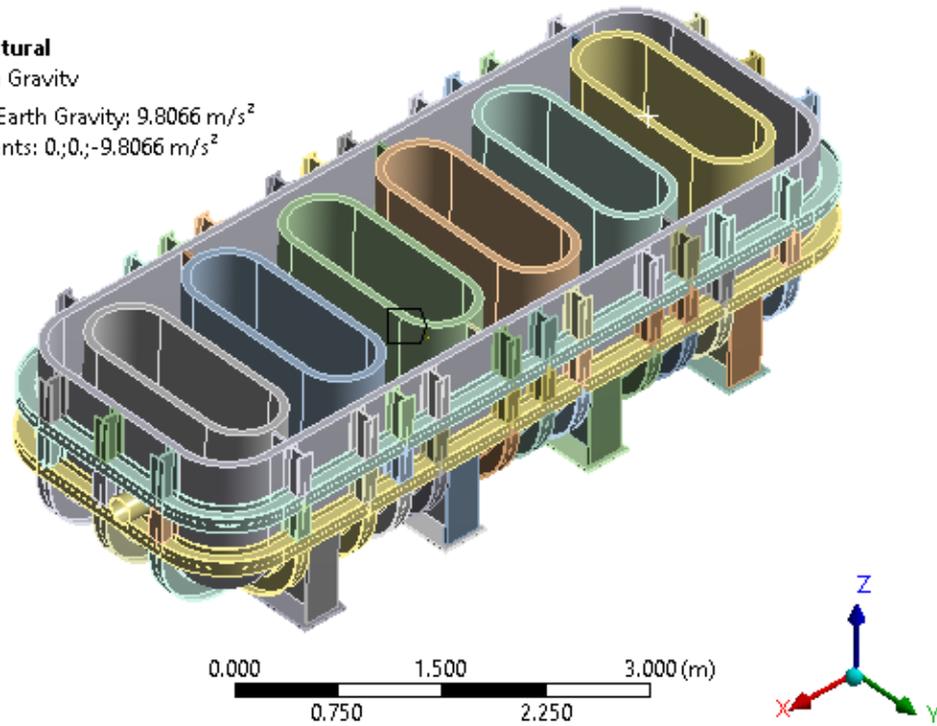


Figura 3-83 – Cargas de peso propio.

- Presión hidrostática debida al peso del agua:

E: Static Structural

Hydrostatic Pressure 2

Unit: Pa

9316.27 Max
8281.13
7245.99
6210.85
5175.71
4140.56
3105.42
2070.28
1035.14
0 Min

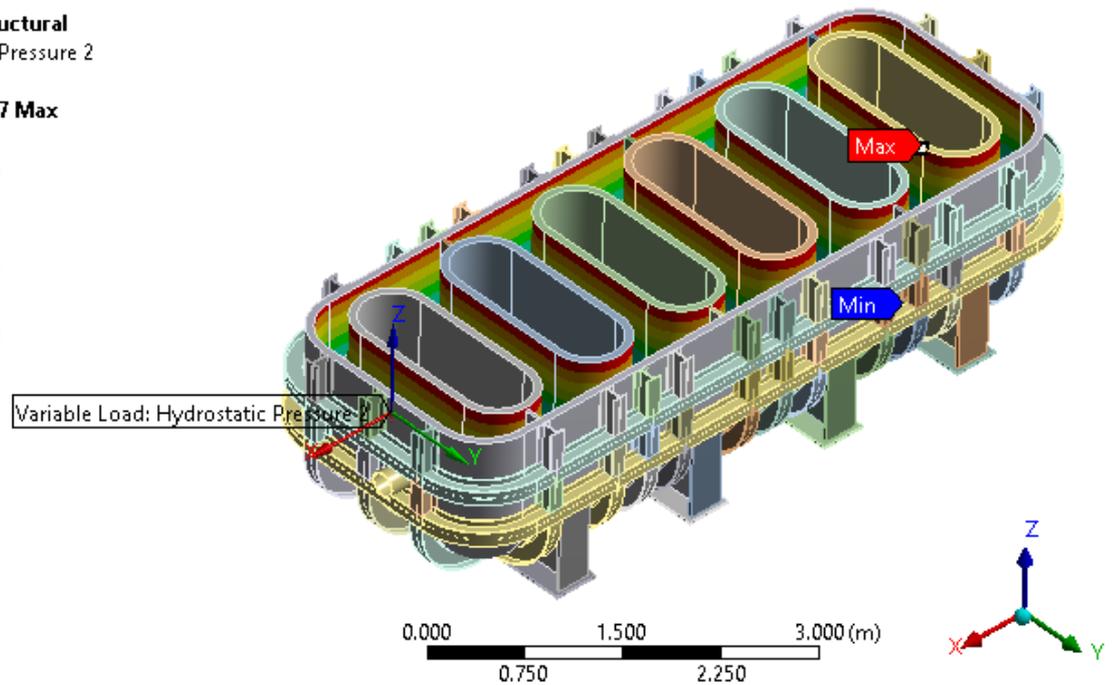


Figura 3-84 – Presión hidrostática debida al agua.

- Presión hidrostática debida al peso de las sales:

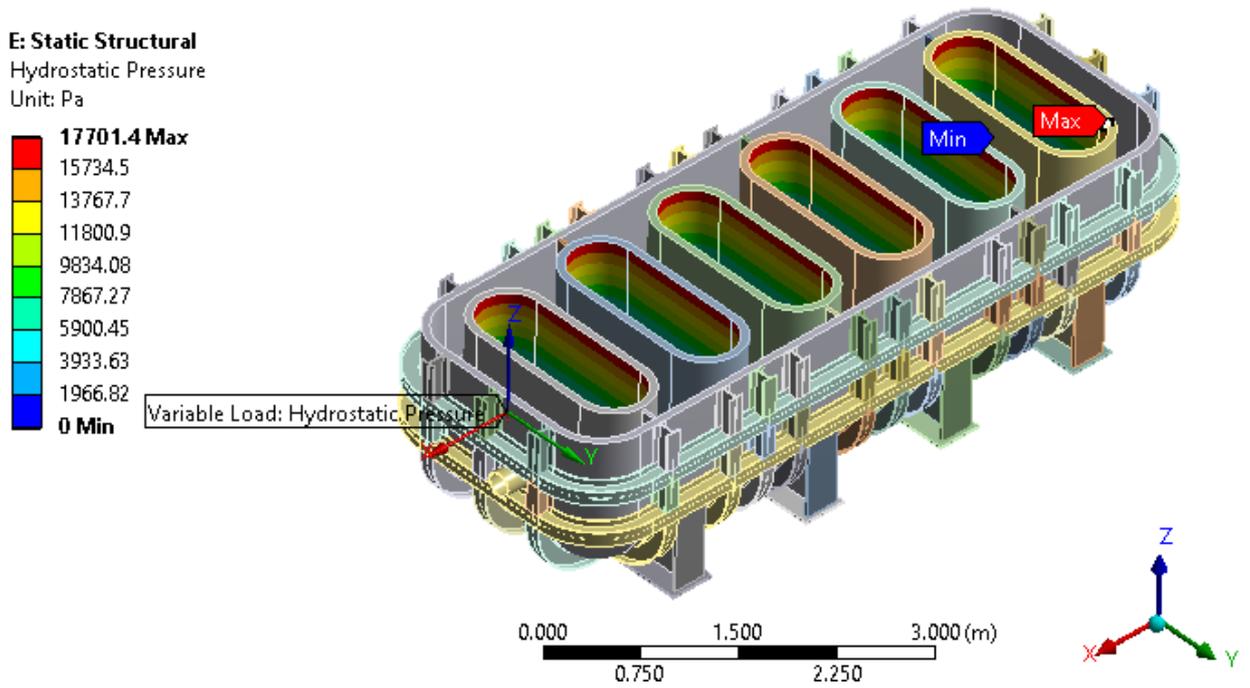


Figura 3-85 – Presión hidrostática debida a las sales.

- Presión interna debida a las condiciones de diseño del sistema:

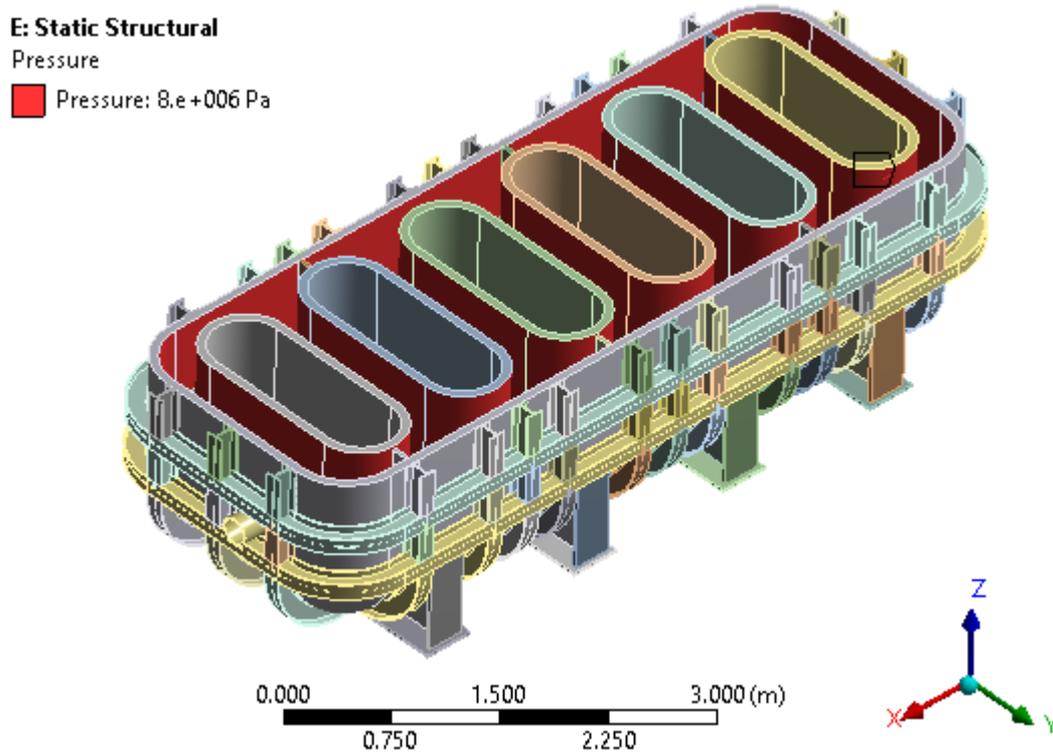


Figura 3-86 – Presión interna 1.

E: Static Structural

Pressure 2

Pressure 2: 8.e+006 Pa

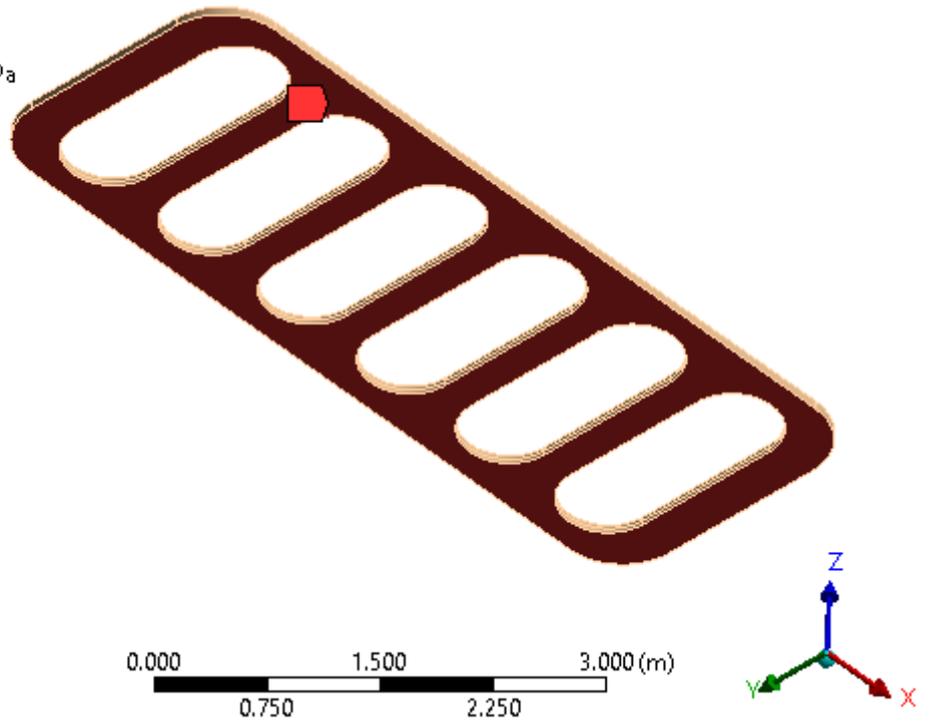


Figura 3-87 – Presión interna 2.

Las condiciones de contorno para restringir los movimientos del sistema son los siguientes:

- Soporte fijo en un punto del sistema. Solo se fija en un punto del sistema para no tener problemas de dilataciones en el modelo con la temperatura.

E: Static Structural

Fixed Support

Fixed Support

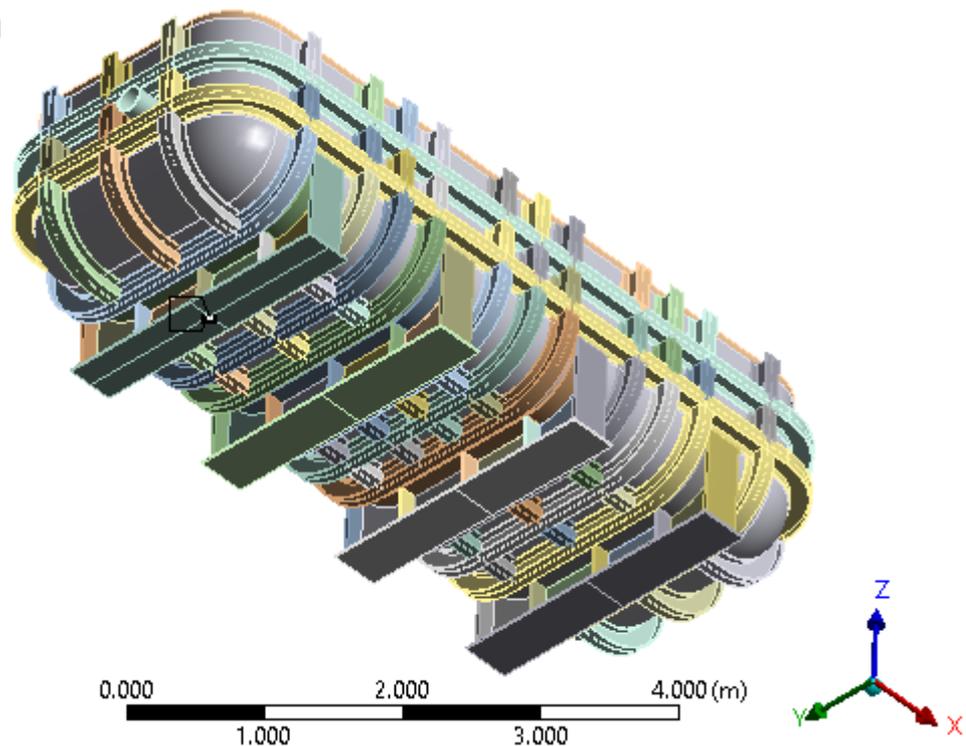


Figura 3-88 – Punto fijo.

- Desplazamiento fijo en el eje Y en el eje de simetría del sistema. Solo se fija la línea central para que el modelo dilate igual hacia ambos lados con la temperatura.

E: Static Structural

Displacement

Displacement
Components: Free;0.;Free m

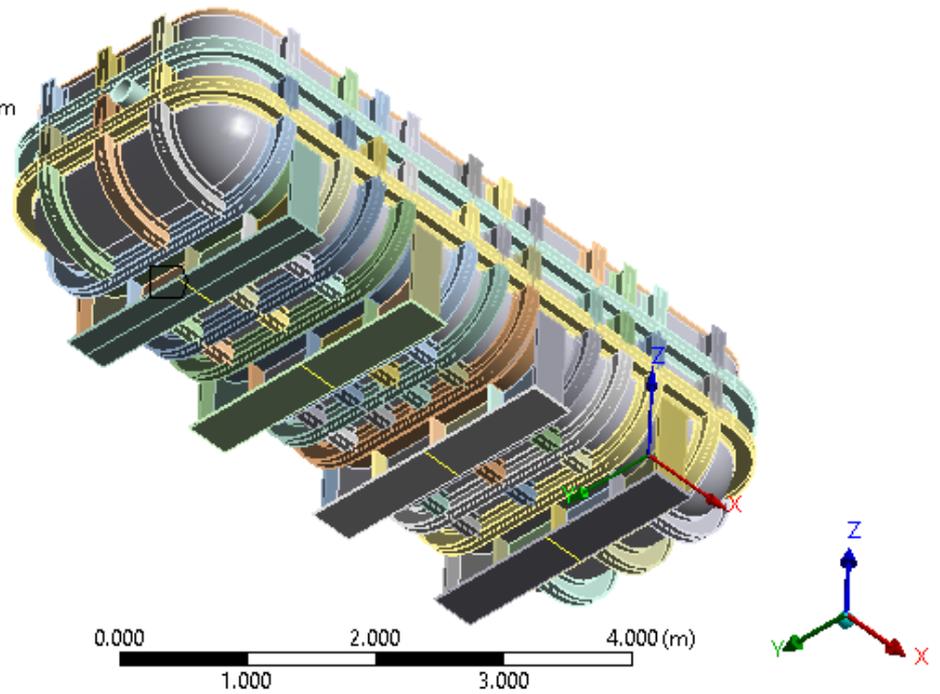


Figura 3-89 – Desplazamiento fijo en el eje Y.

- Desplazamiento fijo en el eje Z en todos los apoyos.

E: Static Structural

Displacement 2

Displacement 2
Components: Free;Free;0. m

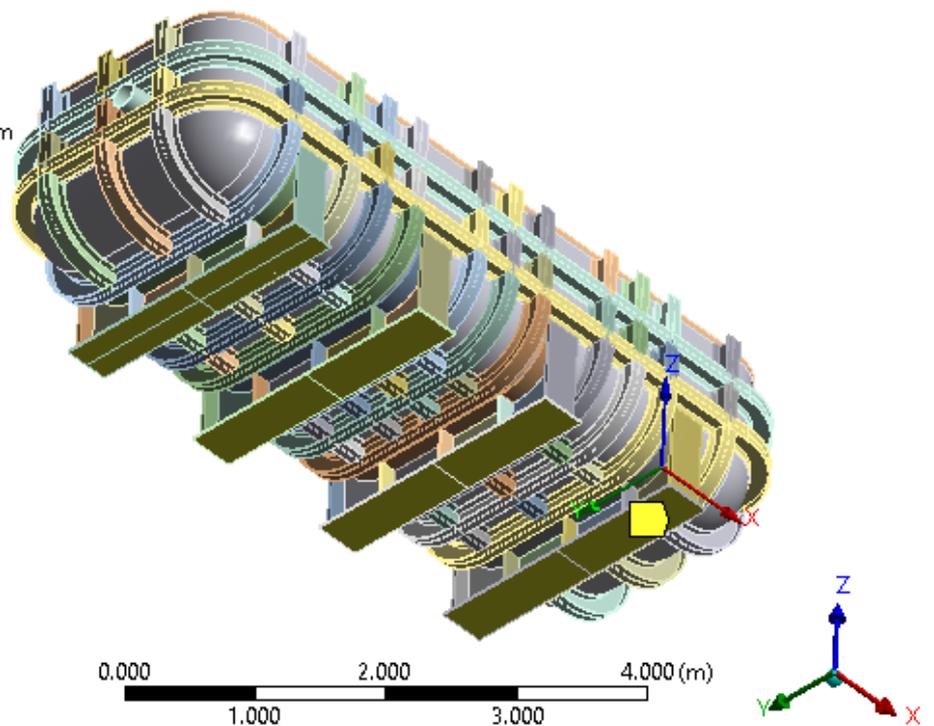


Figura 3-90 – Desplazamiento fijo en eje Z.

3.4.5 Resultados

El objetivo de este análisis es validar la geometría final con un análisis estructural del sistema. Para ello se van a analizar las tensiones y los desplazamientos.

Los resultados se muestran en las siguientes imágenes:

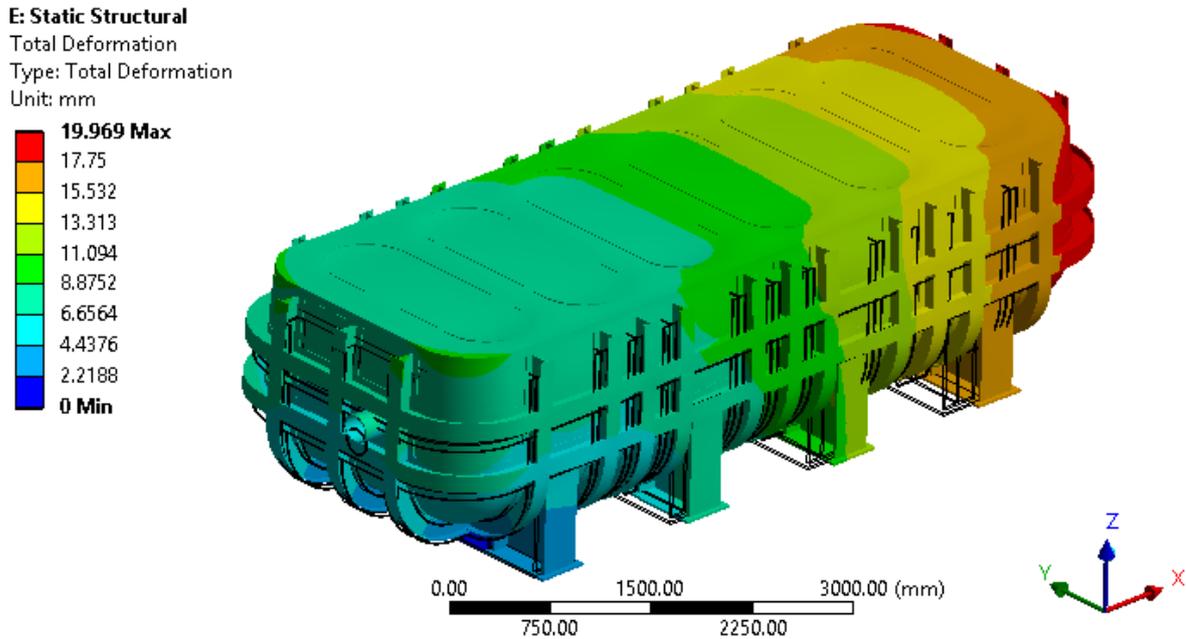


Figura 3-91 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x19).

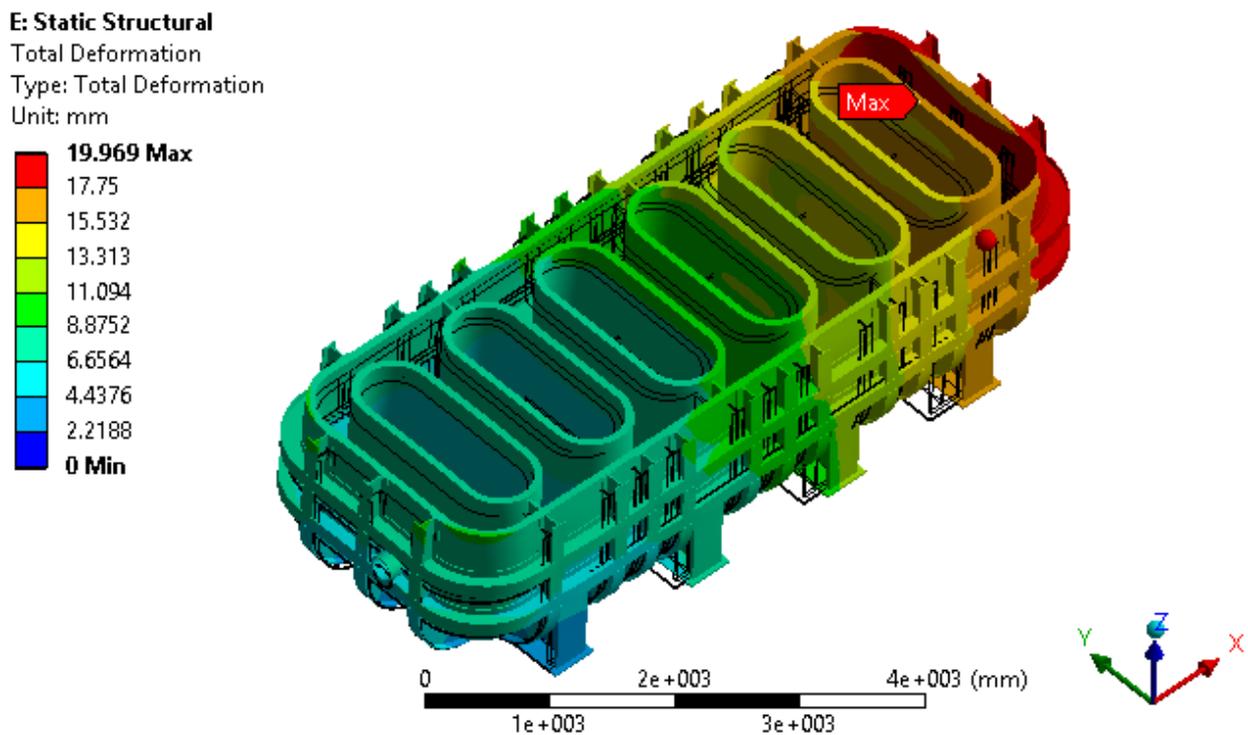


Figura 3-92 – Desplazamientos máximos (Factor de escala x19).

Se observa que el equipo dilata tal y como se esperaba, es decir, desde su punto fijo obteniéndose los desplazamientos máximos en el extremo opuesto al punto fijo del equipo.

Vamos a ver ahora las tensiones de von mises en el sistema, habrá que tener en cuenta que para una temperatura de 300°C el máximo admisible según el BPVC Section II-Materials-Part D [10], es de 409 MPa, por lo que se marcará en la escala para analizar los resultados junto al límite elástico.

E: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

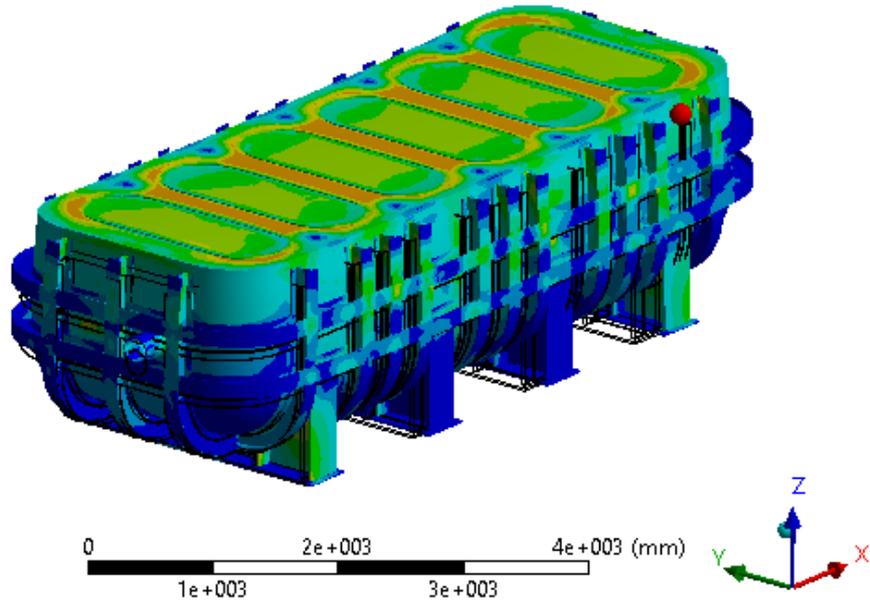
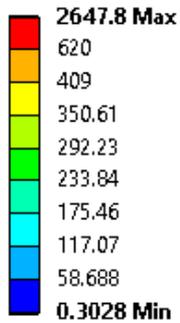


Figura 3-93 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x19).

E: Static Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

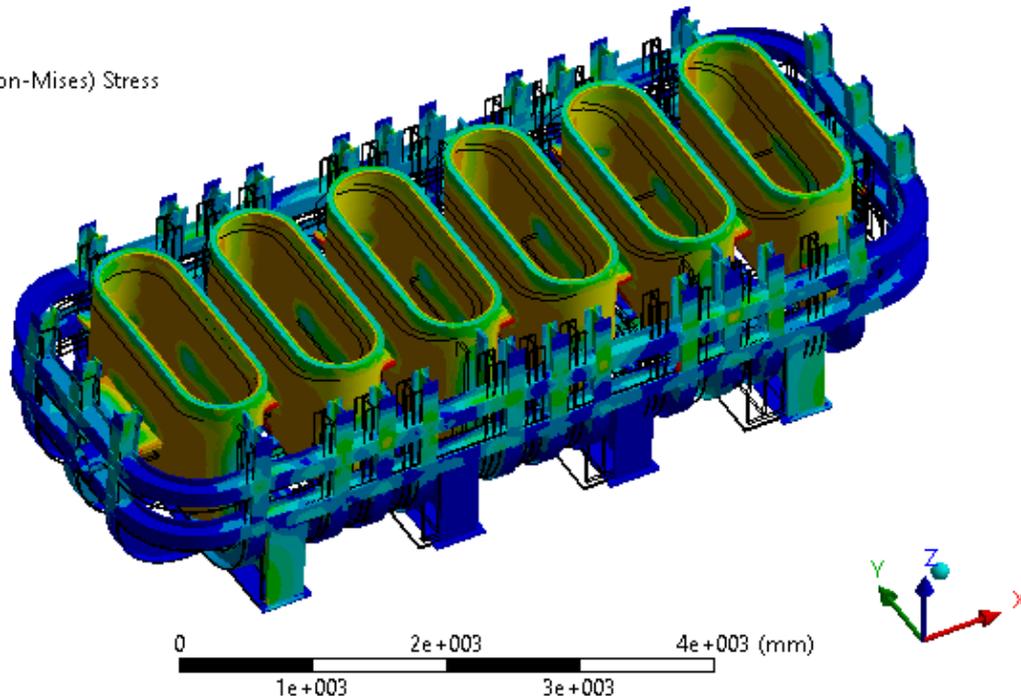
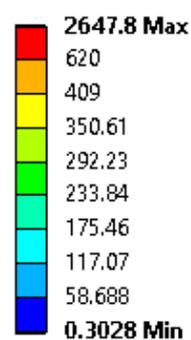


Figura 3-94 – Tensiones equivalentes interior (Von Mises) (Factor de escala x19).

Tal y como se ha ilustrado en las imágenes anteriores, la mayor parte del equipo tiene tensiones por debajo del límite elástico, aunque hay una gran parte que supera los admisibles definidos por el código. Hay que tener en cuenta que este admisible tiene aplicado un coeficiente de seguridad. Los valores máximos se obtienen como antes en la zona de los refuerzos internos, esas zonas de alta concentración de tensiones plastificarán, tal y como

se esperaba.

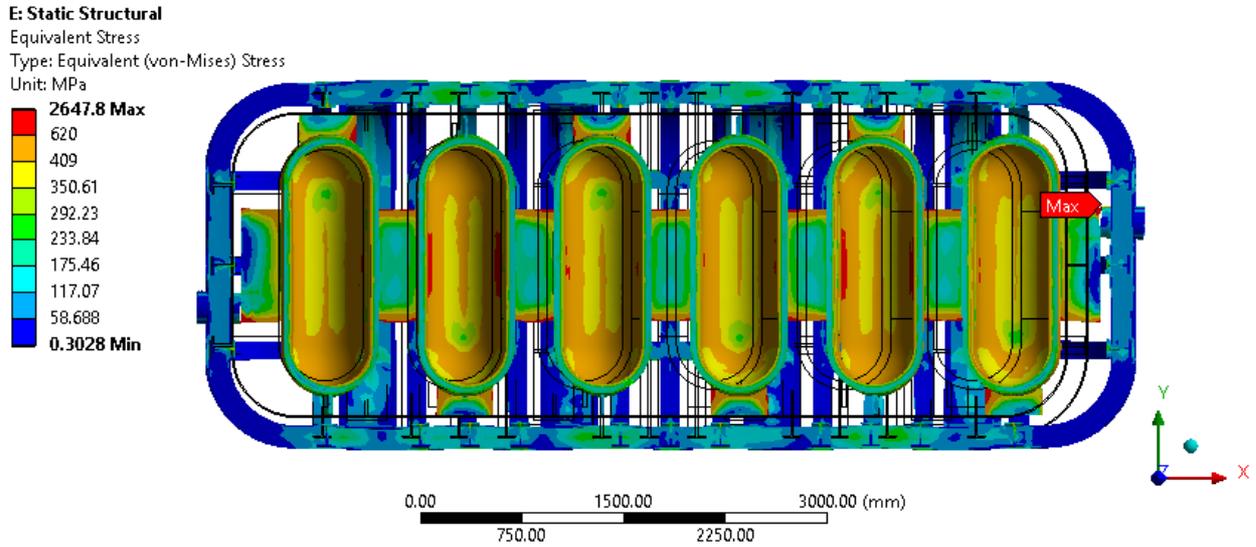


Figura 3-95 – Tensiones equivalentes en el interior (Von Mises) (Factor de escala x19).

3.4.6 Análisis a pandeo

Se va a realizar un análisis a pandeo del equipo en el cual se obtendrá un valor por el cual habrá que multiplicar la carga actual para que se produzca el pandeo de un elemento del sistema tal y como se hizo en el anterior análisis. Este análisis nos dará una idea de lo cerca o lejos que se está para que se produzca el pandeo, pero hay que tener en cuenta que este es un problema teórico y que en la realidad las imperfecciones y no linealidades evitará que la estructura consiga su fuerza de pandeo elástica teórica, por lo que este es un análisis rápido pero los valores obtenidos no son conservadores.

Para realizar este análisis se utilizará el módulo de ANSYS Eigenvalue Buckling, para ello una vez obtenida la solución del sistema estático estructural-térmico del análisis anterior, se relacionará con el nuevo módulo de la siguiente manera:

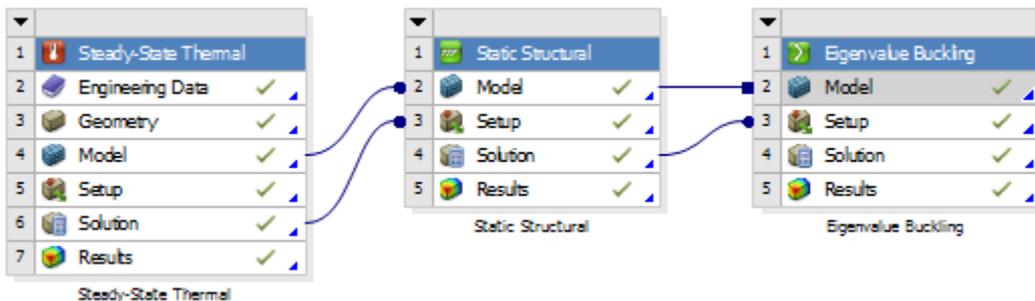


Figura 3-96 – Esquema interacción módulos ANSYS.

Tal y como se ha comentado anteriormente, vamos a obtener los 3 primeros modos de pandeo de la estructura:

F: Eigenvalue Buckling

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Load Multiplier (Nonlinear): 16.184
 Unit: mm

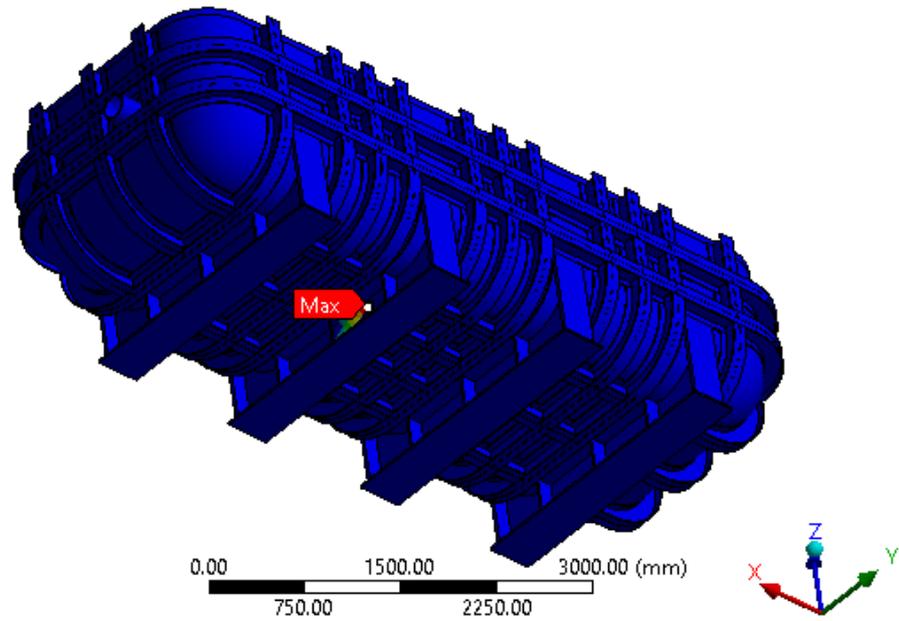
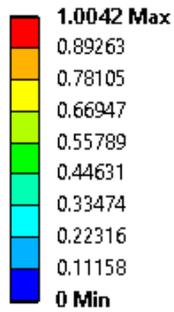


Figura 3-97 – Primer modo de pandeo (carga multiplicada x 16.184).

F: Eigenvalue Buckling

Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Load Multiplier (Nonlinear): 16.229
 Unit: mm

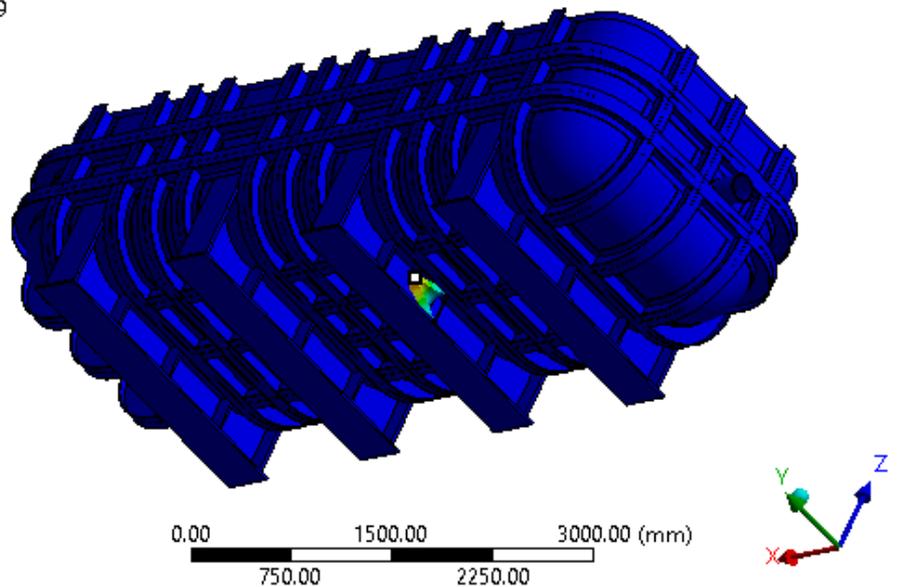
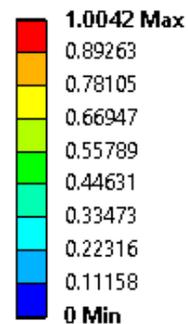


Figura 3-98 – Segundo modo de pandeo (carga multiplicada x 16.229).

A la vista de los coeficientes obtenidos y teniendo en cuenta que el más bajo es 16.184, se puede verificar que no se va a producir el pandeo de la estructura con un alto coeficiente de seguridad. Además, este coeficiente se podría aumentar tal y como se ha dicho anteriormente arriostrando a mitad de altura las patas, que es donde están los elementos en los que se produce el pandeo.

3.4.7 Conclusiones

Después de comprobar los resultados del análisis, se puede verificar la seguridad estructural del sistema siendo un sistema bastante robusto, aunque en algunas zonas concretas se produzca plastificación.

Para el estudio concreto de esas zonas habría que realizar un análisis más exhaustivo del modelo que incluyera un análisis plástico del mismo.

4 VIABILIDAD ECONÓMICA

En este capítulo se va a realizar una estimación del presupuesto de fabricación de este intercambiador. Para ello se dispone de varias ofertas de suministradores para un tanque de almacenamiento de 80 bares, aunque de diferente tipología y dimensión.

Por esto, se va a calcular el peso en vacío del equipo y se multiplicará por los €/kg que cuestan de media los equipos ofertados.

Cabe destacar que en el precio está excluido el proceso de montaje, transporte, calorifugado, tratamientos térmicos y accesorios.

Por tanto, se tiene el precio de los siguientes intercambiadores:

- A. Tanque almacenamiento agua saturada a 40 bar y 240°C, capacidad 80 m³: 225000 €
- B. Tanque almacenamiento agua saturada a 20 bar y 190°C, capacidad 80m³: 129000 €
- C. Intercambiador carcasa y tubos 1: 102000€
- D. Intercambiador carcasa y tubos 2: 211523€
- E. Intercambiador carcasa y tubos 3: 220312€

Tabla 4-1 – Media de precio de intercambiadores y tanques de almacenamiento.

	PESO (KG)	PRECIO (€)	€/KG
A	52000	225000	4.33
B	29000	129000	4.45
C	4147	102000	24.60
D	7081	211523	29.87
E	17326	220312	12.72
	MEDIA:		11.25 €/kg

En la tabla anterior se puede observar la diferencia de precio existente entre la realización de un intercambiador y un depósito, esto se debe principalmente a la cantidad de soldadura y la complejidad de la geometría. Teniendo en cuenta que el peso del intercambiador es de 45601 kg y que no tiene una complejidad geométrica ni una cantidad elevada de soldaduras, se ha ponderado los precios y se usará un precio medio de 6.25 €/kg por lo que el precio total del intercambiador es:

$$\text{Precio total del intercambiador} = 45.601 \text{ kg} \cdot 6,25 \frac{\text{€}}{\text{kg}} = \mathbf{285.006 \text{ €}}$$

Se va a evaluar ahora la ratio precio – energía almacenada, para saber cuánto nos cuesta en comparación con otros sistemas de almacenamiento:

- Tanque de almacenamiento A: Almacenamiento de agua saturada
 - Capacidad almacenamiento: 80m³
 - Densidad agua saturada (40 bar, 240°C): 876.60 kg/m³
 - Capacidad calórica: 3.35 kJ / kg °C
 - Temperatura final: 60°C

$$Q_{almac.} = mC_p(T_i - T_f) = v \cdot \rho \cdot C_p(T_i - T_f)$$

$$Q_{almc.} = 80 \text{ m}^3 \cdot 814,05 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \cdot (240^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) = 37273977 \text{ kJ}$$

- Tanque de almacenamiento B: Almacenamiento de agua saturada
 - Capacidad almacenamiento: 80m³
 - Densidad agua saturada (20 bar, 190°C): 814.05 kg/m³
 - Capacidad calórica: 3.18 kJ / kg °C
 - Temperatura final: 100°C

$$Q_{almac.} = mC_p(T_i - T_f) = v \cdot \rho \cdot C_p(T_i - T_f)$$

$$Q_{almc.} = 80 \text{ m}^3 \cdot 870,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \cdot (190^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) = 30331704 \text{ kJ}$$

Ya se tienen las capacidades de almacenamiento de los intercambiadores y tanques de almacenamiento considerados. Se van a comparar en la siguiente tabla:

Tabla 4-2 – Ratio de intercambio kJ/€.

	CAPACIDAD (KJ)	PRECIO (€)	RATIO KJ/€
A	37273977	225000	165,6
B	30331704	129000	235,1
		MEDIA:	200,35 kJ/€

Teniendo en cuenta que la capacidad de almacenamiento del intercambiador es de 6.620.194,23 kJ, la ratio kJ/€ del intercambiador es:

$$\text{Ratio kJ/€ del intercambiador} = 6.620.194,23 \text{ kJ} \div 285006 \text{ €} = \mathbf{23.22 \text{ kJ/€}}$$

Cabe destacar que en los dos primeros sistemas de almacenamiento sencillamente se almacena agua saturada sin intercambiar calor, lo que hace que la geometría sea más sencilla y fácil de ejecutar.

La ratio del intercambiador desarrollado es 8 veces menor que la media obtenida, esto se debe principalmente a la complejidad geométrica del intercambiador debido a que las sales no pueden circular por los problemas que tendrían al cambiar de fase y en segundo lugar a la alta presión que tiene que resistir, por tanto y a excepción de que se optimice la geometría y consecuentemente se reduzca el peso de este tipo de sistemas, no resultará rentable realizar la inversión para incorporarlo como almacenamiento en un sistema de alta temperatura con altas presiones.

Siguiendo con el estudio económico se va a realizar un pequeño análisis para ver qué pasaría si este mismo sistema se incorporara en una instalación donde el fluido térmico en vez de ser agua sobrecalentada fuese HTF.

En primer lugar, las condiciones del sistema cambiarán siendo las siguientes:

- Presión de diseño: 10 bar
- Temperatura máxima del sistema: 400°C
- Temperatura mínima del sistema: 105°C

Se va a mantener la misma geometría, pero al haberse reducido la presión, se va a reducir considerablemente los espesores puesto que este era el principal motivo de los elevados espesores y de los refuerzos exteriores. Se obtiene la siguiente geometría:

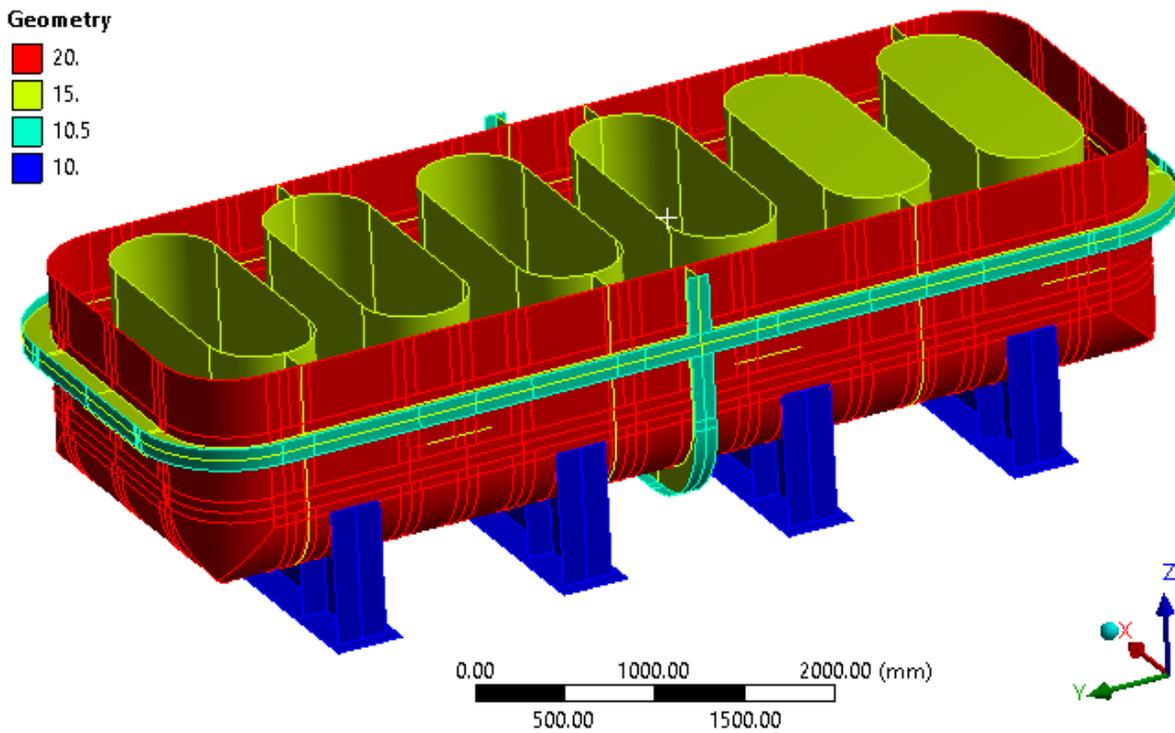


Figura 4-1 – Geometría y espesores para un sistema con HTF.

Una vez aplicada las cargas térmicas y estáticas tal y como se definieron en el Apartado 3.4.4, se obtiene los siguientes resultados:

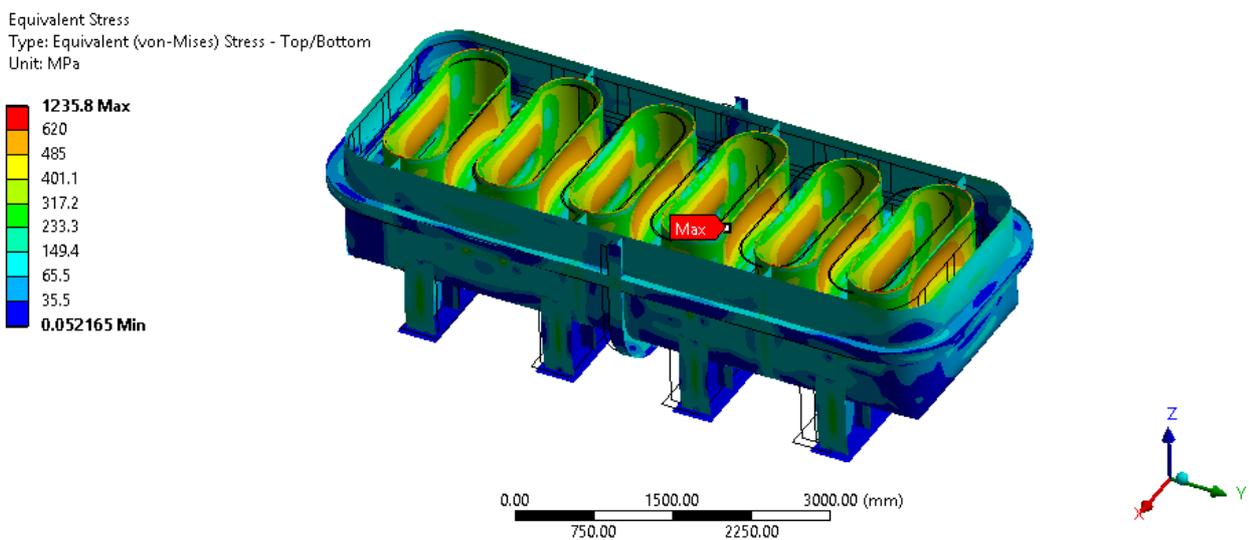


Figura 4-2 – Tensiones equivalentes (Von Mises) (Factor de escala x11).

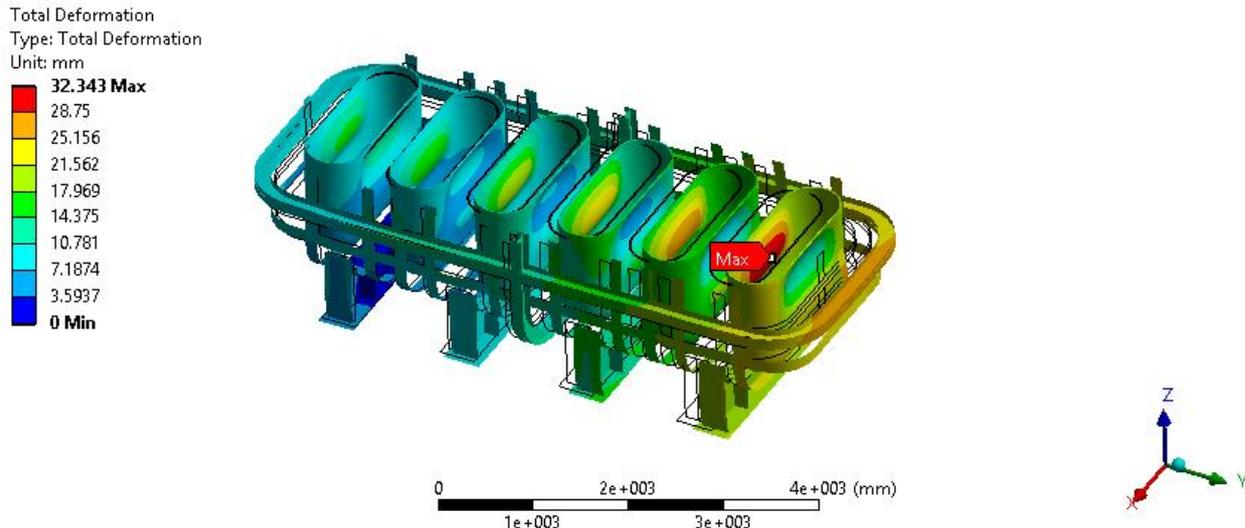


Figura 4-3 – Perfil de desplazamientos (Factor de escala x11).

Se observa que el equipo dilata tal y como se esperaba, es decir, desde su punto fijo obteniéndose los desplazamientos máximos en el extremo opuesto al punto fijo del equipo. Por otra parte, se considera que las tensiones están por debajo del límite elástico del material, aunque como en los casos anteriores habrá zonas concretas donde se produzca la plastificación por lo que para realmente definir esas zonas habrá que hacer un análisis plástico del sistema

Cabe destacar que el modelo anterior se ha realizado combinando elementos tipo placa con elementos sólidos, obteniéndose un modelo más liviano y consecuentemente más rápido y sencillo de calcular.

Se va a calcular a continuación la energía almacenada por este sistema para poder compararlo económicamente con los sistemas anteriores:

- Primer término: Energía almacenada en forma de calor sensible líquida:

$$Q_{S.Liquido} = 6 \text{ m}^3 \cdot 1908 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(148,88 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \div 85 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) \cdot (400^\circ\text{C} - 113^\circ\text{C}) = 5.754.783 \text{ kJ}$$

- Segundo término: Energía almacenada en forma de calor latente (cambio de fase):

$$Q_L = 6 \text{ m}^3 \cdot 1908 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 182 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2.083.536 \text{ kJ}$$

- Tercer término: Energía almacenada en forma de calor sensible sólida:

$$Q_{S.Solido} = 6 \text{ m}^3 \cdot 2260 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(93,05 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \div 85 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right) \cdot (113^\circ\text{C} - 105^\circ\text{C}) = 118.753,69 \text{ kJ}$$

Siendo la energía total almacenada:

$$Q_{almac.HTF} = 7.957.072,69 \text{ kJ}$$

Con el objetivo de realizar una comparación económica más exacta de este sistema, se va a calcular un sistema de equivalente capacidad de almacenamiento con agua sobrecalentada en tanques, considerando que dicha agua sobrecalentada se almacena a una temperatura de máxima de 180°C, una temperatura mínima del sistema de 60°C y 10 bar de presión. Para ello será necesario la siguiente capacidad de almacenamiento:

$$Q_{almc.agua} = mC_p(T_i - T_f)$$

$$m_{almc.agua} = \frac{Q}{C_p(T_i - T_f)} = \frac{7.957.072,69 \text{ kJ}}{3.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (180^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})} = 19.560,16 \text{ kg}$$

$$v_{almc.agua} = \frac{m}{\rho} = \frac{19.560,16 \text{ kg}}{943 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 20,74 \text{ m}^3$$

Para calcular depósito de almacenamiento se ha utilizado el programa PVelite teniendo en cuenta los siguientes datos:

- Diámetro: 2 metros.
- Altura: 6.60 metros.
- Fondos: Toro esféricos.
- Posición: Vertical.
- Temperatura de diseño: 180°C
- Presión de diseño: 10 bar.

El reporte de cálculo se encuentra en el Anexo 1: Reporte de cálculo de un tanque de almacenamiento de agua sobrecalentada, adjunto al final del presente documento. El tanque calculado se muestra en la siguiente imagen:

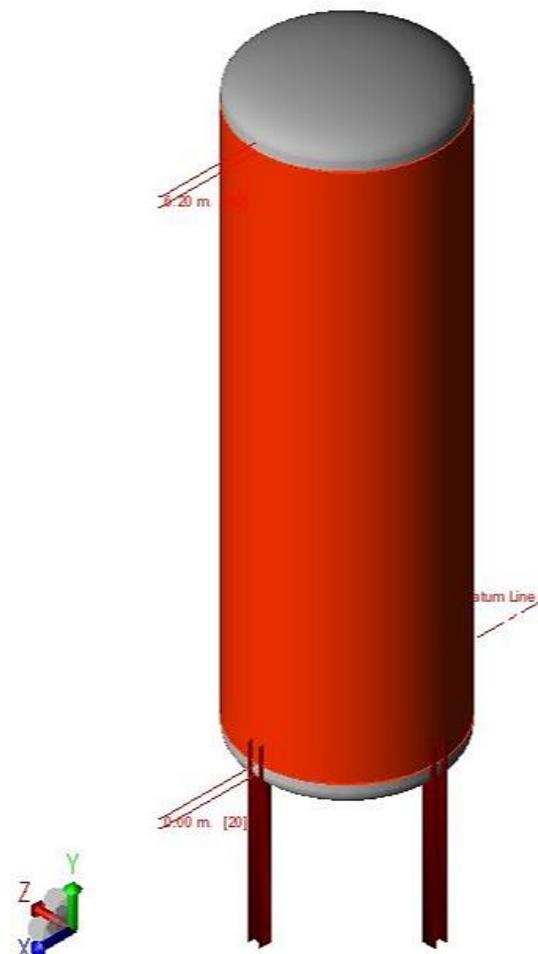


Figura 4-4 – Geometría tanque de almacenamiento de agua sobrecalentada.

Para compararlos económicamente se va a tener en cuenta el peso de cada uno, ya que los dos tienen la misma capacidad térmica y posteriormente se va a calcular la ratio €/kJ para compararlo con los resultados anteriores:

Tabla 4-3 – Comparativa de ratio kJ/€ entre intercambiador y tanque de almacenamiento.

	PESO (KG)	PRECIO (€/KG)	PRECIO	KJ/€
INTERCAMBIADOR	12606	6.25	78787.5	100.95
TANQUE DE ALMACENAMIENTO	9086.5	6.25	56790.6	140.11

A la vista de los resultados obtenidos se puede comprobar que, aunque el tanque de almacenamiento de agua saturada siga siendo más económico, la diferencia entre ambos se ha reducido considerablemente, siendo viable realizar el intercambiador de sales fundidas con cambio de fase como alternativa al almacenamiento de agua saturada. Además, si se realiza una optimización del sistema ambos podrán llegar a igualarse e incluso llegar a ser más rentable el almacenamiento con cambio de fase, por lo que queda justificado el desarrollo de este tipo de sistemas para su incorporación en sistemas de media / alta temperatura siempre y cuando las presiones de trabajo no sean tan elevadas.

Queda demostrada la viabilidad económica actual del sistema, que unida al potencial que puede desarrollar hace que sea bastante interesante invertir en el estudio de este tipo de sistemas de almacenamiento.

5 CONCLUSIONES

Después de los análisis realizados y del estudio de viabilidad económica que se han cumplido los objetivos propuestos al inicio de este trabajo, además se considera que el problema del sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase es un problema que mecánicamente funciona tal y como se ha demostrado, sin embargo no resulta económicamente atractivo para incorporar en los procesos de sistemas con elevadas presiones de trabajo.

Por contra, para instalaciones de media/alta temperatura e incluso instalaciones domésticas, se ha demostrado que sí resulta económicamente viable y por tanto se considera que es importante el desarrollo de este tipo de sistemas para seguir optimizándolos y desarrollar todo su potencial.

El uso de esta tecnología permite almacenar una gran cantidad de energía en un volumen relativamente pequeño usando además de los calores sensibles, el calor de fusión del cambio de fase del material. Se consigue por tanto un sistema de almacenamiento de menor tamaño y coste en comparación con los sistemas de almacenamiento solo en forma de calor sensible puesto que se aprovecha mejor el salto de temperatura y se obtienen un incremento de la capacidad de almacenamiento de un 76% con respecto a sistemas donde solo se almacena con calor sensible en estado líquido.

Es importante que se siga desarrollo de este tipo de sistemas, algunas de las vías de estudio actuales se basan en maximizar la transferencia de calor debido a que algunos de los materiales utilizados tienen baja conductividad, por lo que se estudia diferentes técnicas para la mejora de la transferencia de calor, utilizando por ejemplo aletas u otro tipo de soluciones, pero siempre buscando disminuir el coste del sistema a la vez que se busca la mayor transferencia de calor posible.

Otra de las vías de estudio establece que usando PCM con mayores temperaturas de cambio de fase, se conseguirán mayores niveles de eficiencia, hasta llegar a un punto óptimo. Así en los estudios actuales y futuros se deben centrar en gran medida en este aspecto ya que será decisivo en el futuro uso industrial de ésta tecnología. Todo ello sin olvidar el factor económico, la corrosión entre los materiales de soporte y almacenamiento y el análisis completo y unificado de las propiedades termoquímicas de los materiales PCM a alta temperatura.

Se resumen a continuación las algunas de las futuras líneas de investigación que se podrán realizar para el correcto desarrollo de este tipo de sistemas:

- Estudio de la corrosión de los diferentes tipos de aceros al estar sometidos a ciclos de calentamiento y enfriamiento de sales con cambio de fase.
- Optimización de la transferencia de calor en sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase.
- Optimización de la geometría en sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase.

- Estudio de la transferencia de calor cuando el sistema se encuentra a temperatura mínima, es decir, cuando las sales no están en contacto con la pared debido a la contracción producida en la solidificación.

REFERENCIAS

- [1] U.S. Energy Information Administration, «EIA Beta,» Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://www.eia.gov/beta/international/analysis.php?iso=ESP>.
- [2] REE , «Las energías renovables en el sistema eléctrico español,» 2017.
- [3] The World Bank Group, «Global Solar Atlas,» 2018. [En línea]. Available: <http://globalsolaratlas.info/?c=-4.740675,4.921875,2&s=-68.784144,67.851563&m=sg:gti>.
- [4] Wikipedia, «Energía termosolar de concentración,» Junio 2018. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_termosolar_de_concentraci%C3%B3n#El_futuro.
- [5] S. Kuravi, «Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power,» Elsevier Ltd, Dept. of Mechanical & Aerospace Engineering, Florida Institute of Technology, Melbourne, FL, USA, 2013.
- [6] REE, «Península - Seguimiento de la demanda de energía eléctrica,» 15 06 2018. [En línea]. Available: <https://demanda.ree.es/visiona/peninsula/demanda/total/2018-06-15>.
- [7] Wikipedia, «Factor de planta,» 2017. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Factor_de_planta.
- [8] N. L. Bruno Cárdenas, High temperature latent thermal energy storage, 2013.
- [9] A. G. Ruiz, *Estado del arte de sistemas de almacenamiento de energía térmica mediante cambio de fase, a media y alta temperatura*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2016.
- [10] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), Section II - Materials - Part D*, EEUU: The American Society of Mechanical Engineers, 2017.
- [11] ASME, *BPVC Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels - Division 1*, EEUU: The American Society of Mechanical Engineers, 2017.

ANEXO 1: REPORTE DE CÁLCULO DE UN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA SOBRECALENTADA

DESIGN CALCULATION

In Accordance with ASME Section VIII Division 1

ASME Code Version : 2015

PV Elite 2017, January 2017

Note:

PV Elite performs all calculations internally in Imperial Units to remain compliant with the ASME Code and any built in assumptions in the ASME Code formulas. The finalized results are reflected to show the user's set of selected units.

PV ELITE VESSEL ANALYSIS PROGRAM: INPUT DATA

Design Internal Pressure (for Hydrotest)	1 N./sq.mm.
Design Internal Temperature	180 °C
Type of Hydrotest	Not Specified
Hydrotest Position	Vertical
Projection of Nozzle from Vessel Top	0 m.
Projection of Nozzle from Vessel Bottom	0 m.
Minimum Design Metal Temperature	20 °C
Type of Construction	Welded
Special Service	None
Degree of Radiography	RT 1
Use Higher Longitudinal Stresses (Flag)	Y
Select t for Internal Pressure (Flag)	N
Select t for External Pressure (Flag)	N
Select t for Axial Stress (Flag)	N
Select Location for Stiff. Rings (Flag)	N
Consider Vortex Shedding	N

Perform a Corroded Hydrotest	N
Is this a Heat Exchanger	No
User Defined Hydro. Press. (Used if > 0)	0 N./sq.mm.
User defined MAWP	0 N./sq.mm.
User defined MAPnc	0 N./sq.mm.
Load Case 1	NP+EW+WI+FW+BW
Load Case 2	NP+EW+EE+FS+BS
Load Case 3	NP+OW+WI+FW+BW
Load Case 4	NP+OW+EQ+FS+BS
Load Case 5	NP+HW+HI
Load Case 6	NP+HW+HE
Load Case 7	IP+OW+WI+FW+BW
Load Case 8	IP+OW+EQ+FS+BS
Load Case 9	EP+OW+WI+FW+BW
Load Case 10	EP+OW+EQ+FS+BS
Load Case 11	HP+HW+HI
Load Case 12	HP+HW+HE
Load Case 13	IP+WE+EW
Load Case 14	IP+WF+CW
Load Case 15	IP+VO+OW
Load Case 16	IP+VE+EW
Load Case 17	NP+VO+OW
Load Case 18	FS+BS+IP+OW
Load Case 19	FS+BS+EP+OW
Wind Design Code	European Code
Design Wind Speed	29 m/sec
Seismic Design Code	No Seismic
Design Pressure + Static Head	Y
Consider MAP New and Cold in Noz. Design	N
Consider External Loads for Nozzle Des.	Y
Use ASME VIII-1 Appendix 1-9	N
Material Database Year	Current w/Addenda or Code Year

Configuration Directives:

Do not use Nozzle MDMT Interpretation VIII-1 01-37	No
Use Table G instead of exact equation for "A"	Yes
Shell Head Joints are Tapered	Yes
Compute "K" in corroded condition	Yes
Use Code Case 2286	No
Use the MAWP to compute the MDMT	Yes
Using Metric Material Databases, ASME II D	No
Calculate B31.3 type stress for Nozzles with Loads	Yes
Reduce the MDMT due to lower membrane stress	Yes

Complete Listing of Vessel Elements and Details:

Element From Node	10
Element To Node	20
Element Type	Torisph.
Description	
Distance "FROM" to "TO"	0.1 m.
Inside Diameter	2 m.
Element Thickness	24 mm.
Internal Corrosion Allowance	2 mm.
Nominal Thickness	0 mm.
External Corrosion Allowance	0 mm.
Design Internal Pressure	1 N./sq.mm.
Design Temperature Internal Pressure	180 °C
Design External Pressure	0 N./sq.mm.
Design Temperature External Pressure	20 °C
Effective Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-285 C
Allowable Stress, Ambient	108.3 N./mm ²
Allowable Stress, Operating	108.3 N./mm ²
Allowable Stress, Hydrotest	140.7 N./mm ²
Material Density	0.00775 kg./cm ³
P Number Thickness	30.988 mm.
Yield Stress, Operating	179.2 N./mm ²
UCS-66 Chart Curve Designation	A
External Pressure Chart Name	CS-2

UNS Number	K02801
Product Form	Plate
Efficiency, Longitudinal Seam	1.0
Efficiency, Circumferential Seam	1.0
Tori Head Crown Radius	2.4511 m.
Tori Head Knuckle Radius	0.1471 m.
Element From Node	10
Detail Type	Liquid
Detail ID	AGUA1
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	-0.3108 m.
Height/Length of Liquid	0.4108 m.
Liquid Density	0.001 kg./cm ³
Element From Node	10
Detail Type	Leg
Detail ID	LEGS
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	0.3 m.
Diameter at Leg Centerline	2 m.
Leg Orientation	3
Number of Legs	4
Section Identifier	HE140A
Length of Legs	2 m.

Element From Node	20
Element To Node	30
Element Type	Cylinder
Description	
Distance "FROM" to "TO"	6.1 m.
Inside Diameter	2 m.
Element Thickness	24 mm.
Internal Corrosion Allowance	3 mm.
Nominal Thickness	0 mm.
External Corrosion Allowance	0 mm.
Design Internal Pressure	1 N./sq.mm.
Design Temperature Internal Pressure	180 °C
Design External Pressure	0 N./sq.mm.
Design Temperature External Pressure	20 °C

Effective Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-285 C
Efficiency, Longitudinal Seam	1.0
Efficiency, Circumferential Seam	1.0
Element From Node	20
Detail Type	Liquid
Detail ID	AGUA2
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	0 m.
Height/Length of Liquid	6.1 m.
Liquid Density	0.001 kg./cm ³

Element From Node	30
Element To Node	40
Element Type	Torisphe.
Description	
Distance "FROM" to "TO"	0.1 m.
Inside Diameter	2 m.
Element Thickness	24 mm.
Internal Corrosion Allowance	3 mm.
Nominal Thickness	0 mm.
External Corrosion Allowance	0 mm.
Design Internal Pressure	1 N./sq.mm.
Design Temperature Internal Pressure	180 °C
Design External Pressure	0.1034 N./sq.mm.
Design Temperature External Pressure	20 °C
Effective Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-285 C
Efficiency, Longitudinal Seam	1.0
Efficiency, Circumferential Seam	1.0
Tori Head Crown Radius	2.4511 m.
Tori Head Knuckle Radius	0.1471 m.

Element From Node	30
Detail Type	Liquid
Detail ID	AGUA3
Dist. from "FROM" Node / Offset dist	0 m.
Height/Length of Liquid	0.4108 m.

Liquid Density 0.001 kg./cm³

ELEMENT THICKNESS, PRESSURE, DIAMETER AND ALLOWABLE STRESS :

From	To	Int. Press + Liq. Hd N./sq.mm.	Nominal Thickness mm.	Total Corr Allowance mm.	Element Diameter m.	Allowable Stress (SE) N./mm ²
10	20	1.068	...	2	2	108.3
20	30	1.0639	...	3	2	108.3
30	40	1.004	...	3	2	108.3

Element Required Thickness and MAWP :

From	To	Design Pressure N./sq.mm.	M.A.W.P. Corroded N./sq.mm.	M.A.P. New & Cold N./sq.mm.	Minimum Thickness mm.	Required Thickness mm.
10	20	1	1.03202	1.19647	24	23.3589
20	30	1	2.17544	2.5623	24	12.9118
30	40	1	1.04845	1.19647	24	23.0316
Minimum			1.032	1.196		

MAWP: 1.032 N./sq.mm., limited by: Torispherical Head.

Internal Pressure Calculation Results :

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2015

Torispherical Head From 10 To 20 SA-285 C , UCS-66 Crv. A at 180 °C

Material UNS Number: K02801

Inside Corroded Head Depth [h]:

$$= L - \sqrt{(L - Di / 2) * (L + Di / 2 - 2 * r)} = 2.45 - \sqrt{(2.45 - 2.0 / 2) * (2.45 + 2.0 / 2 - 2 * 0.15)} = 312.755 \text{ mm.}$$

M factor for Torispherical Heads (Corroded):

$$= (3 + \sqrt{(L+C)/(r+C)}) / 4 \text{ per Appendix 1-4 (b \& d)} = (3 + \sqrt{(2.45 + 2.0) / (0.147 + 2.0)}) / 4 = 1.7642$$

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P \cdot L \cdot M) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (1.068 \cdot 2.4531 \cdot 1.7642) / (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 - 0.2 \cdot 1.068) = 21.3589 + 2.0000 = 23.3589 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 0.068 N./sq.mm.

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (M \cdot L + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 \cdot 22.0) / (1.7642 \cdot 2.4531 + 0.2 \cdot 22.0) = 1.100 - 0.068 = 1.032 \text{ N./sq.mm.}$$

M factor for Torispherical Heads (New & Cold):

$$= (3 + \sqrt{L/r}) / 4 \text{ per Appendix 1-4 (b \& d)} = (3 + \sqrt{2.451/0.147}) / 4 = 1.7706$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (M \cdot L + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 \cdot 24.0) / (1.7706 \cdot 2.4511 + 0.2 \cdot 24.0) = 1.196 \text{ N./sq.mm.}$$

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:

$$= (P \cdot (M \cdot L + 0.2 \cdot t)) / (2 \cdot E \cdot t) = (1.068 \cdot (1.7642 \cdot 2.4531 + 0.2 \cdot 22.0)) / (2 \cdot 1.0 \cdot 22.0) = 105.147 \text{ N./mm}^2$$

Straight Flange Required Thickness:

$$= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + c \text{ per UG-27 (c)(1)} = (1.068 \cdot 1.002) / (108.3 \cdot 1.0 - 0.6 \cdot 1.068) + 2.0 = 11.940 \text{ mm.}$$

Straight Flange Maximum Allowable Working Pressure:

Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 0.065 N./sq.mm.

$$= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c)(1)} = (108.3 \cdot 1.0 \cdot 22.0) / (1.002 + 0.6 \cdot 22.0) = 2.347 - 0.065 = 2.282 \text{ N./sq.mm.}$$

Percent Elong. per UCS-79, VIII-1-01-57 $(75 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$ 11.316 %

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

MDMT Calculations in the Knuckle Portion:

Govrn. thk, $t_g = 24.0$, $t_r = 22.0$, $c = 2.0$ mm., $E^* = 1.0$

Stress Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 1.$, Temp. Reduction = 0 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve A 18 °C

Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) 18 °C

MDMT Calculations in the Head Straight Flange:

Govrn. thk, $t_g = 24.0$, $t_r = 10.24$, $c = 2.0$ mm., $E^* = 1.0$

Stress Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 0.465$, Temp. Reduction = 37 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve A 18 °C

Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -20 °C

Cylindrical Shell From 20 To 30 SA-285 C , UCS-66 Crv. A at 180 °C

Material UNS Number: K02801

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) \text{ per UG-27 (c)(1)} = (1.064 \cdot 1.003) / (108.3 \cdot 1.0 - 0.6 \cdot 1.064) = 9.9118 + 3.0000 = 12.9118 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 0.064 N./sq.mm.

$$= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c)(1)} = (108.3 \cdot 1.0 \cdot 21.0) / (1.003 + 0.6 \cdot 21.0) = 2.239 - 0.064 = 2.175 \text{ N./sq.mm.}$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c)(1)} = (108.3 \cdot 1.0 \cdot 24.0) / (1.0 + 0.6 \cdot 24.0) = 2.562 \text{ N./sq.mm.}$$

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:

$$= (P \cdot (R + 0.6 \cdot t)) / (E \cdot t) = (1.064 \cdot (1.003 + 0.6 \cdot 21.0)) / (1.0 \cdot 21.0) = 51.453 \text{ N./mm}^2$$

% Elongation per Table UG-79-1 ($50 \cdot t_{nom} / R_f \cdot (1 - R_f / R_o)$) 1.186 %**Minimum Design Metal Temperature Results:**Govrn. thk, $t_g = 24.0$, $t_r = 10.212$, $c = 3.0$ mm., $E^* = 1.0$ Stress Ratio = $t_r \cdot (E^*) / (t_g - c) = 0.486$, Temp. Reduction = 36 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve A 18 °C

Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -18 °C

Torispherical Head From 30 To 40 SA-285 C , UCS-66 Crv. A at 180 °C

Material UNS Number: K02801

Inside Corroded Head Depth [h]:

$$= L - \sqrt{(L - D_i / 2) \cdot (L + D_i / 2 - 2 \cdot r)} = 2.45 - \sqrt{(2.45 - 2.01 / 2) \cdot (2.45 + 2.01 / 2 - 2 \cdot 0.15)} = 313.755 \text{ mm.}$$

M factor for Torispherical Heads (Corroded):

$$= (3 + \sqrt{(L + C) / (r + C)}) / 4 \text{ per Appendix 1-4 (b \& d)} = (3 + \sqrt{(2.451 + 3.0) / (0.147 + 3.0)}) / 4 = 1.7610$$

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P \cdot L \cdot M) / (2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (1.003 \cdot 2.4541 \cdot 1.761) / (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 - 0.2 \cdot 1.003) = 20.0316 + 3.0000 = 23.0316 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 0.003 N./sq.mm.

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (M \cdot L + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 \cdot 21.0) / (1.761 \cdot 2.4541 + 0.2 \cdot 21.0) = 1.051 - 0.003 = 1.048 \text{ N./sq.mm.}$$

M factor for Torispherical Heads (New & Cold):

$$= (3 + \sqrt{L/r}) / 4 \text{ per Appendix 1-4 (b \& d)} = (3 + \sqrt{2.451/0.147}) / 4 = 1.7706$$

Maximum Allowable Pressure, New and Cold [MAPNC]:

$$= (2 \cdot S \cdot E \cdot t) / (M \cdot L + 0.2 \cdot t) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (2 \cdot 108.3 \cdot 1.0 \cdot 24.0) / (1.7706 \cdot 2.4511 + 0.2 \cdot 24.0) = 1.196 \text{ N./sq.mm.}$$

Actual stress at given pressure and thickness, corroded [Sact]:

$$= (P \cdot (M \cdot L + 0.2 \cdot t)) / (2 \cdot E \cdot t) = (1.003 \cdot (1.761 \cdot 2.4541 + 0.2 \cdot 21.0)) / (2 \cdot 1.0 \cdot 21.0) = 103.310 \text{ N./mm}^2$$

Straight Flange Required Thickness:

$$= (P \cdot R) / (S \cdot E - 0.6 \cdot P) + c \text{ per UG-27 (c)(1)} = (1.003 \cdot 1.003) / (108.3 \cdot 1.0 - 0.6 \cdot 1.003) + 3.0 = 12.341 \text{ mm.}$$

Straight Flange Maximum Allowable Working Pressure:

Less Operating Hydrostatic Head Pressure of 0.003 N./sq.mm.

$$= (S \cdot E \cdot t) / (R + 0.6 \cdot t) \text{ per UG-27 (c)(1)} = (108.3 \cdot 1.0 \cdot 21.0) / (1.003 + 0.6 \cdot 21.0) = 2.239 - 0.003 = 2.236 \text{ N./sq.mm.}$$

Percent Elong. per UCS-79, VIII-1-01-57 $(75 \cdot t_{nom} / R_f) \cdot (1 - R_f / R_o)$ 11.316 %

Note: Please Check Requirements of UCS-79 as Elongation is > 5%.

MDMT Calculations in the Knuckle Portion:

Govrn. thk, tg = 24.0, tr = 20.691, c = 3.0 mm., E* = 1.0

Stress Ratio = tr * (E*) / (tg - c) = 0.985, Temp. Reduction = 1 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve A 18 °C

Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) 17 °C

MDMT Calculations in the Head Straight Flange:

Govrn. thk, tg = 24.0, tr = 9.651, c = 3.0 mm., E* = 1.0

Stress Ratio = $tr * (E^*) / (tg - c) = 0.46$, Temp. Reduction = 39 °C

Min Metal Temp. w/o impact per UCS-66, Curve A 18 °C
 Min Metal Temp. at Required thickness (UCS 66.1) -22 °C

Elements Suitable for Internal Pressure.

EXTERNAL PRESSURE CALCULATION RESULTS :

External Pressure Calculations:

From	To	Section Length m.	Outside Diameter mm.	Corroded Thickness mm.	Factor A	Factor B N./mm ²
10	20	No Calc	2475.1	22	0.00111111	88.4721
20	30	6.50717	2048	21	0.00040722	40.7124
30	40	No Calc	2475.1	21	0.0010606	87.0872

External Pressure Calculations:

From	To	External Actual T. mm.	External Required T. mm.	External Design Pressure N./sq.mm.	External M.A.W.P. N./sq.mm.
10	20	24	3.5	...	0.65867
20	30	24	No Calc	...	0.55661
30	40	24	10.1205	0.10343	0.62964
Minimum					0.557

External Pressure Calculations:

From	To	Actual Length Bet. Stiffeners m.	Allowable Length Bet. Stiffeners m.	Ring Inertia Required mm**4	Ring Inertia Available mm**4
10	20	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc
20	30	6.50717	No Calc	No Calc	No Calc
30	40	No Calc	No Calc	No Calc	No Calc

Elements Suitable for External Pressure.

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2015**Torispherical Head From 10 to 20 Ext. Chart: CS-2 at 20 °C**

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 °C : 0.200E+06 N./sq.mm.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	Crown Rad	Ro/t	Factor A	B
22.000	2.48	112.50	0.0011111	88.47

EMAP = B/(Ro/t) = 88.4721/112.5045 = 0.7864 N./sq.mm.

*Check the requirements of UG-33(a)(1) using $P = 1.67 * \text{External Design pressure for this head.}$*

Material UNS Number: K02801

Inside Corroded Head Depth [h]:

= $L - \sqrt{(L - D_i / 2) * (L + D_i / 2 - 2 * r)}$ = 2.45 - $\sqrt{(2.45 - 2.0/2) * (2.45 + 2.0/2 - 2 * 0.15)}$ = 312.755 mm.

M factor for Torispherical Heads (Corroded):

= $(3 + \sqrt{(L+C)/(r+C)})/4$ per Appendix 1-4 (b & d) = $(3 + \sqrt{(2.451 + 2.0)/(0.147 + 2.0)})/4$ = 1.7642

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

= $((2 * S * E * t) / (M * L + 0.2 * t)) / 1.67$ per Appendix 1-4 (d) = $(2 * 108.3 * 1.0 * 22.0) / (1.7642 * 2.4531 + 0.2 * 22.0) / 1.67$ = 0.659 N./sq.mm.

Maximum Allowable External Pressure [MAEP]:

= min(MAEP, MAWP) = min(0.79, 0.6587) = 0.659 N./sq.mm.

Cylindrical Shell From 20 to 30 Ext. Chart: CS-2 at 20 °C

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 °C : 0.200E+06 N./sq.mm.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
21.000	2.05	6.51	97.52	3.1773	0.0004072	40.71

EMAP = $(4 * B) / (3 * (D/t))$ = $(4 * 40.7124) / (3 * 97.5238)$ = 0.5566 N./sq.mm.

Results for Maximum Stiffened Length (Slen):

Tca	OD	SLEN	D/t	L/D	Factor A	B
21.000	2.05	6.51	97.52	3.1773	0.0004072	40.71

$$\text{EMAP} = (4*B)/(3*(D/t)) = (4*40.7124)/(3*97.5238) = 0.5566 \text{ N./sq.mm.}$$

Torispherical Head From 30 to 40 Ext. Chart: CS-2 at 20 °C

Elastic Modulus from Chart: CS-2 at 20 °C : 0.200E+06 N./sq.mm.

Results for Maximum Allowable External Pressure (MAEP):

Tca	Crown Rad	Ro/t	Factor A	B
21.000	2.48	117.86	0.0010606	87.09

$$\text{EMAP} = B/(Ro/t) = 87.0872/117.8619 = 0.7389 \text{ N./sq.mm.}$$

Results for Required Thickness (Tca):

Tca	Crown Rad	Ro/t	Factor A	B
7.121	2.48	347.60	0.0003596	35.95

$$\text{EMAP} = B/(Ro/t) = 35.9528/347.5998 = 0.1034 \text{ N./sq.mm.}$$

*Check the requirements of UG-33(a)(1) using $P = 1.67 * \text{External Design pressure for this head.}$*

Material UNS Number: K02801

Inside Corroded Head Depth [h]:

$$= L - \sqrt{(L - Di / 2) * (L + Di / 2 - 2 * r)} = 2.45 - \sqrt{((2.45 - 2.01/2) * (2.45 + 2.01/2 - 2 * 0.15))} = 313.755 \text{ mm.}$$

M factor for Torispherical Heads (Corroded):

$$= (3 + \sqrt{(L+C)/(r+C)})/4 \text{ per Appendix 1-4 (b \& d)} = (3 + \sqrt{(2.451 + 3.0)/(0.147 + 3.0)})/4 = 1.7610$$

Required Thickness due to Internal Pressure [tr]:

$$= (P*L*M)/(2*S*E - 0.2*P) \text{ per Appendix 1-4 (d)} = (0.173 * 2.4541 * 1.761)/(2 * 108.3 * 1.0 - 0.2 * 0.173) = 3.4467 + 3.0000 = 6.4467 \text{ mm.}$$

Max. Allowable Working Pressure at given Thickness, corroded [MAWP]:

$$= ((2*S*E*t)/(M*L + 0.2*t))/1.67 \text{ per Appendix 1-4 (d)} = ((2 * 108.3 * 1.0 * 21.0)/(1.761 * 2.4541 + 0.2 * 21.0))/1.67 = 0.630 \text{ N./sq.mm.}$$

Maximum Allowable External Pressure [MAEP]:

$$= \min(\text{MAEP}, \text{MAWP}) = \min(0.74, 0.6296) = 0.630 \text{ N./sq.mm.}$$

Thickness requirements per UG-33(a)(1) do not govern the required thickness of this head.

ELEMENT AND DETAIL WEIGHTS:

From	To	Element Metal Wgt.	Element ID	Element Volume	Corroded Metal Wgt.	Corroded ID	Corroded Volume	Extra due Misc %
		kg.		m ³	kg.		m ³	kg.
10	20	838.47		0.94997	770.466		0.95875	...
20	30	7214.91		19.1636	6322.39		19.2788	...
30	40	838.47		0.94997	736.348		0.96315	...
Total		8891		21.06	7829		21.20	0

Weight of Details:

From	Type	Weight of Detail	X Offset, Dtl. Cent.	Y Offset, Dtl. Cent.	Description
		kg.	m.	m.	
10	Liqd	951.754	...	-0.15538	AGUA1
10	Legs	194.692	...	-0.7	LEGS
20	Liqd	19186.1	...	3.05	AGUA2
30	Liqd	952.104	...	0.25538	AGUA3

Total Weight of Each Detail Type

Total Weight of Liquid 21090.0

Total Weight of Legs 194.7

Sum of the Detail Weights 21284.6 kg.

Weight Summation: kg.

Fabricated	Shop Test	Shipping	Erected	Empty	Operating
8891.9	9086.5	8891.9	9086.5	8891.9	9086.5
...	21054.6	21090.0
...
194.7	...	194.7

...
...
...	194.7	...
9086.5	30141.1	9086.5	9086.5	9086.5	30176.5

Note:

The shipping total has been modified because some items have been specified as being installed in the shop.

Weight Summary

Fabricated Wt. - Bare Weight W/O Removable Internals	9086.5 kg.
Shop Test Wt. - Fabricated Weight + Water (Full)	30141.1 kg.
Shipping Wt. - Fab. Wt+ Rem. Intls.+ Shipping App.	9086.5 kg.
Erected Wt. - Fab. Wt + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	9086.5 kg.
Op. Wt. no Liq - Fab. Wt + Intls. + Details + Wghts.	9086.5 kg.
Operating Wt. - Empty Wt + Operating Liq. Uncorroded	30176.5 kg.
Field Test Wt. - Empty Weight + Water (Full)	30141.1 kg.
Mass of the Upper 1/3 of the Vertical Vessel	10051.9 kg.

Outside Surface Areas of Elements:

From	To	Surface Area
		m ²
10	20	4.45118
20	30	39.2376
30	40	4.45118
Total		48.140 m ²

Element and Detail Weights:

From	To	Total Ele. Empty Wgt.	Total. Ele. Oper. Wgt.	Total. Ele. Hydro. Wgt.	Total Dtl. Offset Mom.	Oper. Wgt. No Liquid
		kg.	kg.	kg.	N.mm.	kg.
10	Legs	2515.41	5370.67	2515.41	...	2515.41
Legs	20	-1676.94	-3580.45	-1676.94	...	-1676.94
20	30	7214.91	26401	7214.91	...	7214.91
30	40	838.47	1790.57	838.47	...	838.47

Cumulative Vessel Weight

		Cumulative Ope	Cumulative	Cumulative
From	To	Wgt. No Liquid	Oper. Wgt.	Hydro. Wgt.
		kg.	kg.	kg.
10	Legs
Legs	20	6376.44	24611.1	6376.44
20	30	8053.38	28191.6	8053.38
30	40	838.47	1790.57	838.47

Note: The cumulative operating weights no liquid in the column above are the cumulative operating weights minus the operating liquid weight minus any weights absent in the empty condition.

Cumulative Vessel Moment

		Cumulative	Cumulative	Cumulative
From	To	Empty Mom.	Oper. Mom.	Hydro. Mom.
		N.mm.	N.mm.	N.mm.
10	Legs
Legs	20
20	30
30	40

The Natural Frequencies for the vessel have been computed iteratively by solving a system of matrices. These matrices describe the mass and the stiffness of the vessel. This is the generalized eigenvalue/ eigenvector problem and is referenced in some mathematical texts.

The Natural Frequency for the Vessel (Empty.) is 5.84854 Hz.

The Natural Frequency for the Vessel (Ope...) is 3.13197 Hz.

WIND CODE: EUROPEAN EUROCODE ENV 1991-2-4: 1995

Input Echo - User Input Values:

Terrain Category	II Farmland Areas
Terrain Factor	kt 0.190
Effective Height - Table 8.1	Zmin 13.123 m

Effective Height - Table 8.1	Zo 0.164 m
Reference Wind Velocity	Vref 29.000 m/sec
Air Density per Section 7.1	Rho 1.250 kg/m ³
Wind Direction Factor	Cdir 1.000
Temperature Factor	Ctmp 1.000
Altitude Factor	Calt 1.000
Peak Factor	g 3.500
Topography Coefficient	Ct 1.000
Wind Force Coefficient	Cf 0.700
Vessel Base Height (site)	Hb 1.000 m.
Total Vessel Height	h 6.700 m.

Sample Calculation for the First Element:

Reference Wind Velocity - paragraph 7.2 [Vref]

$$= Vref0 * Cd * Ctmp * Calt = 29.0 * 1.0 * 1.0 * 1.0 = 29.0 \text{ m/sec}$$

Reference Wind Pressure - paragraph 7.1 [qref]

$$= 0.50 * \text{Rho}(\text{kg/m}^3) * Vref^2 - \text{Metric Units} = 0.00261 * Vref^2 = 0.00261(\text{based on mph units}) * 29.0^2 = 10.984 \text{ psf}$$

$$\text{In chosen units: } = 525.906 \text{ N./m}^2$$

Dynamic Coefficient - per Section 9 [Cd]

$$\text{Average Diameter} = 2.048 \text{ m. } H/D = 6.3/2.048 = 3.076$$

From Section 9:

$$Cd = 1.05$$

Roughness Coefficient- paragraph 8.2 [cr(z)]

$$\text{Wind Height for first element} = 1.246 \text{ m.}$$

Because Wind Height < 20 m

$$Cr(z) = Kt * \text{Ln} ((HgtMin + \text{Base Height}) / Zo) = 0.19 * \text{Ln} ((4.0 + 1.0) / 0.05) = 0.875$$

Exposure Coefficient - paragraph 8.5 [Ce]

Because Cd >= 1.0:

$$= Cr(z)^2 * (1 + 2 * gpeak * Kt / (Cr(z) * Ct)) = 0.875^2 * (1 + 2 * 3.5 * 0.19 / (0.875 * 1.0)) = 1.929$$

Force on the First Element - paragraph 6.1 [Rf]

$$= qref * Ce * Cd * Cf * \text{Area} = 525.906 * 1.929 * 1.05 * 0.7 * 0.006 = 665.131 \text{ N.}$$

Summary:

Element	Hgt z m.	qref N./m ²	Ce(z)	Cr(z)	Area m ²	Force N.
Node 10 - 20	1.246	525.906	1.929	0.875	0.9	665.131
Node 20 - 30	4.461	525.906	1.863	0.853	15.0	10795.461
Node 30 - 40	7.700	525.906	2.189	0.957	0.9	754.558

Wind Vibration Calculations

This evaluation is based on work by Kanti Mahajan and Ed Zorilla

Nomenclature

Cf - Correction factor for natural frequency

D - Average internal diameter of vessel m.

Df - Damping Factor < 0.75 Unstable, > 0.95 Stable

Dr - Average internal diameter of top half of vessel m.

f - Natural frequency of vibration (Hertz)

fl - Natural frequency of bare vessel based on a unit value of $(D/L^2)(10^4)$

L - Total height of structure m.

Lc - Total length of conical section(s) of vessel m.

tb - Uncorroded plate thickness at bottom of vessel m.

V30 - Design Wind Speed provided by user m/sec

Vc - Critical wind velocity m/sec

Vw - Maximum wind speed at top of structure m/sec

W - Total corroded weight of structure N.

Ws - Cor. vessel weight excl. weight of parts which do not effect stiff. N.

Z - Maximum amplitude of vibration at top of vessel m.

Dl - Logarithmic decrement (taken as 0.03 for Welded Structures)

Vp - Vib. Chance, $\leq 0.314E+04$ (High); $0.314E+04 < 0.393E+04$ (Probable)

P30 - wind pressure 30 feet above the base

Check other Conditions and Basic Assumptions:

#1 - Total Cone Length / Total Length < 0.5 $0.0/6.3 = 0.0$

#2 - $(D/L^2) * 10^4 < 8.0$ (English Units) - $(6.72/20.67^2) * 10^4 = 157.277$ [Geometry Violation]

Compute the vibration possibility. If $V_p > 0.393E+04$ no chance. [Vp]:

$$= W / (L * Dr^2) = 285490 / (6.3 * 2.006^2) = 0.11261E+05$$

Since V_p is $> 0.393E+04$ no further vibration analysis is required !

The Natural Frequency for the Vessel (Ope...) is 3.13197 Hz.

Wind Load Calculation:

From	To	Wind Height m.	Wind Diameter m.	Wind Area m ²	Wind Pressure N./m ²	Element Wind Load N.
10	20	1.24561	2.4576	0.89168	745.761	665.131
20	30	4.46075	2.4576	14.9876	720.129	10795.5
30	40	7.6999	2.4576	0.89168	846.03	754.558

The following table is for the Operating Case.

Wind/Earthquake Shear, Bending:

From	To	Distance to Support m.	Cumulative Wind Shear N.	Earthquake Shear N.	Wind Bending N.mm.	Earthquake Bending N.mm.
10	Legs	0.15
Legs	20	0.1	10219.8	...	35209664	...
20	30	2.85	11550	...	37686956	...
30	40	6.08915	754.558	...	142782	...

Note:

The Wind Shears/Moments and the Earthquake Shears/Moments calculated and printed in the Wind/Earthquake Shear and Bending report have been factored by the input Scalar/Load reductions factors of; Wind: 1.000; Earthquake: 1.000.

Note:

Review the Vessel Design Summary for the cumulative shear force and bending moment on the support.

WIND DEFLECTION CALCULATIONS:

The following table is for the Operating Case.

Wind Deflection:

From	To	Cumulative Wind Shear N.	Centroid Deflection mm.	Elem. End Deflection mm.	Elem. Ang. Rotation

Evaluación de un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase

10 Legs	...	5.32472	5.32481	0.0039936
Legs 20	10219.8	5.32475	5.32471	0.0039931
20 30	11550	5.33504	5.35381	0.0039992
30 40	754.558	5.35413	5.35445	0.0039992

Critical Wind Velocity for Tower Vibration:

		1st Crit.	2nd Crit.
From	To	Wind Speed	Wind Speed
		m/sec	m/sec
10	20	38.3821	239.888
20	30	38.3821	239.888
30	40	38.3821	239.888

Allowable deflection at the Tower Top (Ope)(6.000"/100ft. Criteria)

Allowable deflection : 0.031 Actual Deflection : 0.005 m.

LONGITUDINAL STRESS CONSTANTS:

		Metal Area	Metal Area	Section Modulus	Section Modulus
From	To	New	Corroded	New	Corroded
		m ²	m ²	mm. ³	mm. ³
10	20	0.15257	0.13999	76324408	70170152
20	30	0.15257	0.13369	76324408	67078980
30	40	0.15257	0.13369	76324408	67078980

LONGITUDINAL ALLOWABLE STRESSES:

		Hydrotest	Hydrotest
From	To	Tensile	Tensile
		N./mm ²	N./mm ²
10 Legs		129.96	168.84
Legs 20		129.96	168.84
20 30		129.96	168.84
30 40		129.96	168.84

LONGITUDINAL STRESS REPORT

Note: Longitudinal Operating and Empty Stresses are computed in the corroded condition. Since there was no hydrotest requested, stresses pertaining to that case type have not been calculated.

Longitudinal Pressure Stresses due to:

From	To	Longitudinal Stress Internal Pressure	Longitudinal Stress External Pressure	Longitudinal Stress Hydrotest Pressure
		N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²
10	20	22.5727
20	30	23.681
30	40	23.681	-2.54773	...

Longitudinal Stresses due to Weight Loads for these Conditions:

From	To	Wght. Str. Empty	Wght. Str. Operating	Wght. Str. Hydrotest	Wght. Str. Emp. Mom.	Wght. Str. Opr. Mom.
		N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²
10	Legs
Legs	20	-0.44658	-0.24661
20	30	-0.59059	-0.59059
30	40	-0.061489	-0.061489

Longitudinal Stresses due to Weight Loads and Bending for these Conditions:

From	To	Wght. Str. Hyd. Mom.	Bend. Str. Oper. Wind	Bend. Str. Oper. Equ.	Bend. Str. Hyd. Wind	Bend. Str. Hyd. Equ.
		N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²
10	Legs
Legs	20	...	0.50161
20	30	...	0.56165
30	40	...	0.0021279

Longitudinal Stresses due to these Conditions:

From	To	Vortex Shedding Operating Case	Vortex Shedding Empty Case	Vortex Shedding Test Case	Earthquake Empty Case
		N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²	N./mm ²
10	Legs
Legs	20
20	30

30	40	
----	----	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--

Longitudinal Stresses due to Applied Axial Forces:

		Longitudinal Stress		Longitudinal Stress
From	To	Y Forces Wind		Y Forces Seismic
		N./mm ²		N./mm ²

10	Legs
Legs	20
20	30
30	40

Longitudinal Stresses due to User Forces and Moments:

		Wind For/Mom		Earthquake For/Mom		Wind For/Mom		Earthquake For/Mom
From	To	Corroded		Corroded		No Corrosion		No Corrosion
		N./mm ²		N./mm ²		N./mm ²		N./mm ²

10	Legs
Legs	20
20	30
30	40

STRESS COMBINATION LOAD CASES FOR VERTICAL VESSELS:

Load Case Definition Key

- IP = Longitudinal Stress due to Internal Pressure
- EP = Longitudinal Stress due to External Pressure
- HP = Longitudinal Stress due to Hydrotest Pressure
- NP = No Pressure
- EW = Longitudinal Stress due to Weight (No Liquid)
- OW = Longitudinal Stress due to Weight (Operating)
- HW = Longitudinal Stress due to Weight (Hydrotest)
- WI = Bending Stress due to Wind Moment (Operating)
- EQ = Bending Stress due to Earthquake Moment (Operating)
- EE = Bending Stress due to Earthquake Moment (Empty)
- HI = Bending Stress due to Wind Moment (Hydrotest)
- HE = Bending Stress due to Earthquake Moment (Hydrotest)
- WE = Bending Stress due to Wind Moment (Empty) (no CA)
- WF = Bending Stress due to Wind Moment (Filled) (no CA)

CW = Longitudinal Stress due to Weight (Empty) (no CA)
 VO = Bending Stress due to Vortex Shedding Loads (Ope)
 VE = Bending Stress due to Vortex Shedding Loads (Emp)
 VF = Bending Stress due to Vortex Shedding Loads (Test No CA.)
 FW = Axial Stress due to Vertical Forces for the Wind Case
 FS = Axial Stress due to Vertical Forces for the Seismic Case
 BW = Bending Stress due to Lat. Forces for the Wind Case, Corroded
 BS = Bending Stress due to Lat. Forces for the Seismic Case, Corroded
 BN = Bending Stress due to Lat. Forces for the Wind Case, UnCorroded
 BU = Bending Stress due to Lat. Forces for the Seismic Case, UnCorroded

General Notes:

Case types HI and HE are in the Un-Corroded condition.

Case types WE, WF, and CW are in the Un-Corroded condition.

A blank stress and stress ratio indicates that the corresponding stress comprising those components that did not contribute to that type of stress.

An asterisk (*) in the final column denotes overstress.

Analysis of Load Case 1 : NP+EW+WI+FW+BW

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10	0.06	129.96	-0.95	122.95	0.0004	0.0077
20		129.96	-1.15	121.94		0.0094
30		129.96	-0.06	121.94		0.0005

Analysis of Load Case 2 : NP+EW+EE+FS+BS

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10		129.96	-0.45	122.95		0.0036
20		129.96	-0.59	121.94		0.0048
30		129.96	-0.06	121.94		0.0005

Analysis of Load Case 3 : NP+OW+WI+FW+BW

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10	0.26	129.96	-0.75	122.95	0.0020	0.0061
20		129.96	-1.15	121.94		0.0094
30		129.96	-0.06	121.94		0.0005

Analysis of Load Case 4 : NP+OW+EQ+FS+BS

Evaluación de un sistema de almacenamiento de energía térmica mediante sales con cambio de fase

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10		129.96	-0.25	122.95		0.0020
20		129.96	-0.59	121.94		0.0048
30		129.96	-0.06	121.94		0.0005

Analysis of Load Case 5 : NP+HW+HI

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
20	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
30	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000

Analysis of Load Case 6 : NP+HW+HE

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
20	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
30	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000

Analysis of Load Case 7 : IP+OW+WI+FW+BW

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.83	129.96		122.95	0.1757	
20	23.65	129.96		121.94	0.1820	
30	23.62	129.96		121.94	0.1818	

Analysis of Load Case 8 : IP+OW+EQ+FS+BS

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.33	129.96		122.95	0.1718	
20	23.09	129.96		121.94	0.1777	
30	23.62	129.96		121.94	0.1817	

Analysis of Load Case 9 : EP+OW+WI+FW+BW

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10	0.26	129.96	-0.75	122.95	0.0020	0.0061
20		129.96	-1.15	121.94		0.0094
30		129.96	-2.61	121.94		0.0214

Analysis of Load Case 10 : EP+OW+EQ+FS+BS

From Node	Tensile Stress	All. Tens. Stress	Comp. Stress	All. Comp. Stress	Tens. Ratio	Comp. Ratio
-----------	----------------	-------------------	--------------	-------------------	-------------	-------------

Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10		129.96	-0.25	122.95		0.0020
20		129.96	-0.59	121.94		0.0048
30		129.96	-2.61	121.94		0.0214

Analysis of Load Case 11 : HP+HW+HI

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
20	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
30	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000

Analysis of Load Case 12 : HP+HW+HE

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
10	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
20	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000
30	0.00	168.84	0.00	133.78	0.0000	0.0000

Analysis of Load Case 13 : IP+WE+EW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.13	129.96		122.95	0.1703	
20	23.09	129.96		121.94	0.1777	
30	23.62	129.96		121.94	0.1817	

Analysis of Load Case 14 : IP+WF+CW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.35	129.96		122.95	0.1719	
20	23.16	129.96		121.94	0.1782	
30	23.63	129.96		121.94	0.1818	

Analysis of Load Case 15 : IP+VO+OW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.33	129.96		122.95	0.1718	
20	23.09	129.96		121.94	0.1777	
30	23.62	129.96		121.94	0.1817	

Analysis of Load Case 16 : IP+VE+EW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
------	---------	------------	-------	------------	-------	-------

Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.13	129.96		122.95	0.1703	
20	23.09	129.96		121.94	0.1777	
30	23.62	129.96		121.94	0.1817	

Analysis of Load Case 17 : NP+VO+OW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10		129.96	-0.25	122.95		0.0020
20		129.96	-0.59	121.94		0.0048
30		129.96	-0.06	121.94		0.0005

Analysis of Load Case 18 : FS+BS+IP+OW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	22.57	129.96		122.95	0.1737	
10	22.33	129.96		122.95	0.1718	
20	23.09	129.96		121.94	0.1777	
30	23.62	129.96		121.94	0.1817	

Analysis of Load Case 19 : FS+BS+EP+OW

From	Tensile	All. Tens.	Comp.	All. Comp.	Tens.	Comp.
Node	Stress	Stress	Stress	Stress	Ratio	Ratio
10	0.00	129.96	0.00	122.95	0.0000	0.0000
10		129.96	-0.25	122.95		0.0020
20		129.96	-0.59	121.94		0.0048
30		129.96	-2.61	121.94		0.0214

Absolute Maximum of the all of the Stress Ratio's **0.1820**

Element From : 20 to : 30

Governing Load Case 7 : IP+OW+WI+FW+BW

SHOP/FIELD INSTALLATION OPTIONS :

Note : The CG is computed from the first Element From Node

Center of Gravity of Liquid 3.150 m.

Center of Gravity of Legs -0.700 m.

Center of Gravity of Bare Shell New and Cold 3.150 m.

Center of Gravity of Bare Shell Corroded 3.135 m.

Vessel CG in the Operating Condition	3.120 m.
Vessel CG in the Fabricated (Shop/Empty) Condition	3.068 m.
Vessel CG in the Test Condition	3.125 m.

RESULTS FOR LEGS : Operating Case Description: LEGS

Leg Results : Operating Case

Input Values:

European Structural Steel Data

Section Properties: I Beam HE140A

Leg Orientation - Weak Axis

Note: The Legs are Not Cross Braced. The Leg Shear Force includes Wind and Seismic Effects

Number of Legs	N	4
Leg Length	L	2.000 m.
Diameter of the Legs Around the Vessel	Dleg	2000.000 mm.
Leg offset from the Vessel OD	Offset	-24.000 mm.
Vessel Diameter	D	2.048 m.
Moment of Inertia	Ixx	3889980.500 mm**4
Section Modulus	Zxx	55600.227 mm.^3
Radius of Gyration	rx	35.200 mm.
Moment of Inertia	Iyy	1.033 mm**4 x 10^6
Section Modulus	Zyy	155000.641 mm.^3
Radius of Gyration	ry	57.300 mm.
Section Cross Sectional Area	Area	0.003 m ²
Yield Stress	fy	248.2 N./mm ²
Modulus of Elasticity	E	203402.5 N./sq.mm.
Vessel Weight	Wt	294001.5 N.
Wind Shear Force	Fw	12215.1 N.
Moment at the top of the Legs	Mw	35209660.0 N.mm.

Effective Leg End Condition Factor	K	1.000
Occasional Load Factor (AISC H1-1)	Occ Fact	1.333

Calculated Values:

Angle at which Wind Shear Force Acts [Critical Angle]: = 34.0 deg.

Leg to be Analyzed: Leg At Position: 270.0 deg.

Properties of each Leg relative to the Critical Angle:

Tangent to the shell	Ixx'	5903737.000	mm**4
Normal to the shell	Iyy'	8316191.000	mm**4
Tangent to the shell	Ixx'	8316190.500	mm**4
Normal to the shell	Iyy'	5903737.000	mm**4
Tangent to the shell	Ixx'	5903737.000	mm**4
Normal to the shell	Iyy'	8316192.000	mm**4
Tangent to the shell	Ixx'	8316192.000	mm**4
Normal to the shell	Iyy'	5903737.000	mm**4

Total Inertia of the Legs relative to the Critical angle [Sum(Inertia)]

Leg no: 1	5903737.000	mm**4
Leg no: 2	8316190.500	mm**4
Leg no: 3	5903737.000	mm**4
Leg no: 4	8316192.000	mm**4

$$2.844 \text{ mm}^4 \times 10^6$$

Vertical Force On Legs [Pv]:

$$= W / N + 4 * M / (N * D) = 294001.469/4.0 + 4 * .42252E+09/(4.0 * 2000.0) = 91098.062 \text{ N.}$$

Compressive Stress on Legs [fa]:

$$= Pv/Area = 91098.062/0.003 = 29.015 \text{ N./mm}^2$$

Per AISC Equation 9th Edition E2-1 [Cc]:

$$= \text{Sqrt}(2 * \text{Pi}^2 * E / Fy) = \text{Sqrt}(2 * 3.142^2 * 203402.5/248.22) = 127.1817$$

Per equation AISC E2-1 [KL/r]:

$$= K * L/r = 1.0 * 2000.0/35.2 = 56.8183$$

Because $KL/r < C_c$ per AISC Equation E2-1 [Fa]:

$$x1 = (1 - (KL/r)^2 / (2 * C_c^2)) * F_y = (1 - 56.818^2 / (2 * 127.182^2)) * 248.22 = 223.45 \text{ N./mm}^2$$

$$x2 = 5/3 + 3 * KL/r / (8 * C_c) = 5/3 + 3 * 56.818 / (8 * 127.182) = 1.834$$

$$x3 = (KL/r)^3 / (8 * C_c) = (56.818)^3 / (8 * 127.182) = 0.011$$

$$F_a = \text{OccFact} * x1 / (x2 - x3) = 1.333 * 223.45 / (1.834 - 0.011) = 163.384 \text{ N./mm}^2$$

Wind Force On Critical Leg [Fleg]:

$$= F_w * I_{xx}'(\text{leg}) / \text{Total}(I_{xx}') = 12215.149 * 8316192 / 28439858 = 3571.872 \text{ N.}$$

Resolve Forces in the xx' and yy' Directions [Fbx and Fby]:

$$F_{bx} = F_{leg} * \cos(\text{Alpha}) = 3571.872 * \cos(236.0) = 1997.365 \text{ N.}$$

$$F_{by} = F_{leg} * \sin(\text{Alpha}) = 3571.872 * \sin(236.0) = 2961.216 \text{ N.}$$

Bending Stress Acting in the I_{xx}' and I_{yy}' direction [fbx & fby]:

$$\begin{aligned} f_{bx} &= L * F_{bx} / Z_{xx} + F_v * \text{Offset} / Z_{xx} = 2000.0 * 1997.365 / 55600.227 + 91098.062 * -24.0 / 55600.227 \\ &= 32.527 \text{ N./mm}^2 \end{aligned}$$

$$f_{by} = L * F_{by} / Z_{yy} = 2000.0 * 2961.216 / 155000.641 = 38.212 \text{ N./mm}^2$$

Calculate the value per AISC Equation H1-1 [Fex & Fey]:

$$F_{ex} = 12 * \pi^2 * E / (23 * (K * L / r_{xx})^2) = 12 * 9.87 * 203402.5 / (23 * (1.0 * 2000.0 / 35.2)^2) = 432.477 \text{ N./mm}^2$$

$$F_{ey} = 12 * \pi^2 * E / (23 * (K * L / r_{yy})^2) = 12 * 9.87 * 203402.5 / (23 * (1.0 * 2000.0 / 57.3)^2) = 1146.007 \text{ N./mm}^2$$

Calculate per AISC Equation H1-1 [Fbx & Fby]:

$$F_{bx} = 0.66 * F_x = 0.66 * 248.22 = 218.379 \text{ N./mm}^2$$

$$F_{by} = 0.66 * F_y = 0.66 * 248.22 = 218.379 \text{ N./mm}^2$$

$$C_m = 0.85$$

Unity Check per AISC H1-1 and H1-2 [Unity]:

$$= f_a / F_a + C_m * f_{bx} / ((1 - f_a / F_{ex}) F_{bx}) + C_m * f_{by} / ((1 - f_a / F_{ey}) F_{by}) = 29.015 / 163.384 + 0.85 * 32.527 / ((1 - 29.015 / 432.477) * 218.379) + 0.85 * 38.212 / ((1 - 29.015 / 1146.007) * 218.379) = 0.4659$$

---- or ----

$$= f_a / (0.6 * F_a) + f_{bx} / F_{bx} + f_{by} / F_{by} = 29.015 / (0.6 * 248.2) + 32.5 / 218.4 + 38.2 / 218.4 = 0.5187$$

Unity Check = Max(H1-1, H1-2) = max(0.47, 0.52) = 0.519 must be ≤ 1

Movement (Sway) of the Vessel from Wind Shear [x]:

$$= F_w * L^3 / (3 * E * \text{Sum}(\text{Inertia})) = 12215.149 * 2000.0^3 / (3 * 203402.5 * 28439858) = 5.631 \text{ mm.}$$

Summary of Leg Results:fbx 32.527 N./mm²fby 38.212 N./mm²

Unity check per AISC Equation H1-1 0.519

Note: Legs are Satisfactory

Sway / Leg Length [x/L] = 5.63145/2000.0 = 0.2816%

Note: Sway is Satisfactory.

MINIMUM DESIGN METAL TEMPERATURE RESULTS SUMMARY :

Description	Notes	Curve	Basic MDMT °C	Reduced MDMT °C	UG-20 (f) MDMT °C	Thickness ratio	Gov Thk mm.	E*
	[10]	A	18	18		1.000	24.000	1.000
	[7]	A	18	-20		0.465	24.000	1.000
	[8]	A	18	-18		0.486	24.000	1.000
	[10]	A	18	17		0.985	24.000	1.000
	[7]	A	18	-22		0.460	24.000	1.000
Warmest MDMT:			18	18				

Required Minimum Design Metal Temperature 20 °C

Warmest Computed Minimum Design Metal Temperature 18 °C

Notes:

- [!] - This was an impact tested material.
- [1] - Governing Nozzle Weld.
- [4] - ANSI Flange MDMT Calcs; Thickness ratio per UCS-66(b)(1)(c).
- [5] - ANSI Flange MDMT Calcs; Thickness ratio per UCS-66(b)(1)(b).
- [6] - MDMT Calculations at the Shell/Head Joint.
- [7] - MDMT Calculations for the Straight Flange.
- [8] - Cylinder/Cone/Flange Junction MDMT.
- [9] - Calculations in the Spherical Portion of the Head.
- [10] - Calculations in the Knuckle Portion of the Head.
- [11] - Calculated (Body Flange) Flange MDMT.
- [12] - Calculated Flat Head MDMT per UCS-66.3
- [13] - Tubesheet MDMT, shell side, if applicable
- [14] - Tubesheet MDMT, tube side, if applicable

- [15] - Nozzle Material
 [16] - Shell or Head Material
 [17] - Impact Testing required
 [18] - Impact Testing not required, see UCS-66(b)(3)
 UG-84(b)(2) was not considered.
 UCS-66(g) was not considered.
 UCS-66(i) was not considered.

Notes:

Impact test temps were not entered in and not considered in the analysis.
 UCS-66(i) applies to impact tested materials not by specification and
 UCS-66(g) applies to materials impact tested per UG-84.1 General Note (c).
 The Basic MDMT includes the (30F) PWHT credit if applicable.

VESSEL DESIGN SUMMARY:

ASME Code, Section VIII, Division 1, 2015

Diameter Spec :	2.000 m. ID
Vessel Design Length, Tangent to Tangent	6.30 m.
Distance of Bottom Tangent above Grade	1.00 m.
Specified Datum Line Distance	0.10 m.
Shell Material	SA-285 C
Internal Design Temperature	180 °C
Internal Design Pressure	1.000 N./sq.mm.
External Design Temperature	20 °C
External Design Pressure	0.103 N./sq.mm.
Maximum Allowable Working Pressure	1.032 N./sq.mm.
External Max. Allowable Working Pressure	0.557 N./sq.mm.
Hydrostatic Test Pressure	0.000 N./sq.mm.
Required Minimum Design Metal Temperature	20 °C
Warmest Computed Minimum Design Metal Temperature	18 °C
Wind Design Code	Euro Code
Earthquake Design Code	No Seismic

Element Pressures and MAWP (N./sq.mm.):

Element Description	Design Pres. + Stat. head	External Pressure	M.A.W.P	Corrosion Allowance
Torisph	1.068	0.000	1.032	2.0000
Cylinder	1.064	0.000	2.175	3.0000
Torisph	1.004	0.103	1.048	3.0000

Liquid Level: 6.92 m. Dens.: 0.001 kg./cm³ Sp. Gr.: 1.002

Element Types and Properties:

Element Type	"To" Elev m.	Length m.	Element Thk mm.	R e q d Int.	T h k Ext.	Joint Long	Eff Circ
Torisph	0.0	0.1	24.0	23.4	3.5	1.00	1.00
Cylinder	6.1	6.1	24.0	12.9	No Calc	1.00	1.00
Torisph	6.2	0.1	24.0	23.0	10.1	1.00	1.00

Element thicknesses are shown as Nominal if specified, otherwise are Minimum

Loads for Foundation/Support Design:

Total Wind Shear on top of all Legs	12215. N.
Total Wind Moment at top of all Legs	35209664. N.mm.
Max. Wind Shear on one Leg (top & bottom)	4434. N.
Max. Wind Moment at base of one Leg	8872006. N.mm.
Max. Vertical Load (Wt. + Wind) on one Leg	91098. N.
Max. Vertical Load (Wt. + Eq.) on one Leg	73500. N.

Note:

Wind and Earthquake moments include the effects of user defined forces and moments if any exist in the job and were specified to act (compute loads and stresses) during these cases. Also included are moment effects due to eccentric weights if any are present in the input.

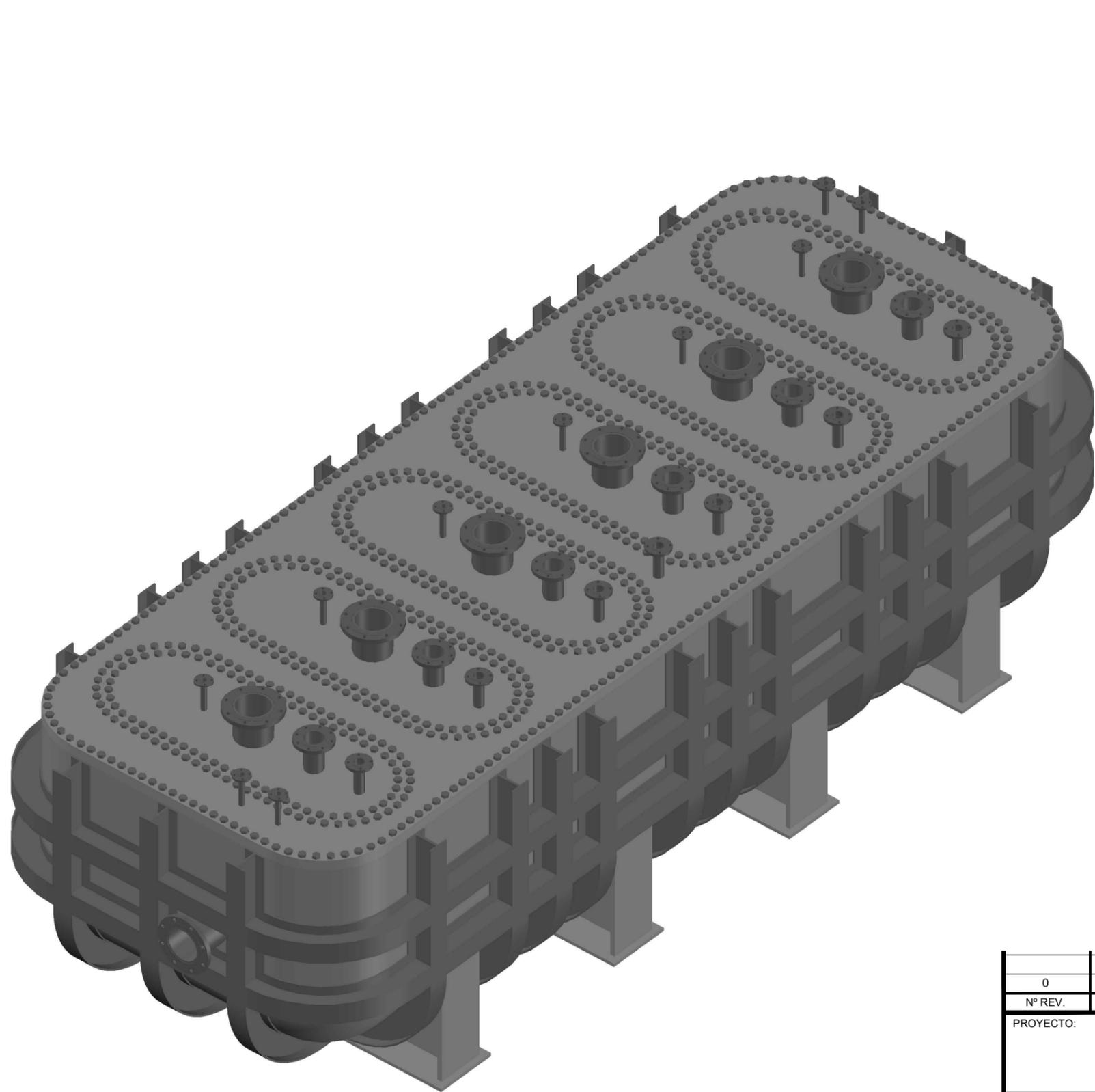
Weights:

Fabricated - Bare W/O Removable Internals	9086.5 kg.
Shop Test - Fabricated + Water (Full)	30141.1 kg.
Shipping - Fab. + Rem. Intls.+ Shipping App.	9086.5 kg.
Erected - Fab. + Rem. Intls.+ Insul. (etc)	9086.5 kg.
Empty - Fab. + Intls. + Details + Wgths.	9086.5 kg.
Operating - Empty + Operating Liquid (No CA)	30176.5 kg.
Field Test - Empty Weight + Water (Full)	30141.1 kg.

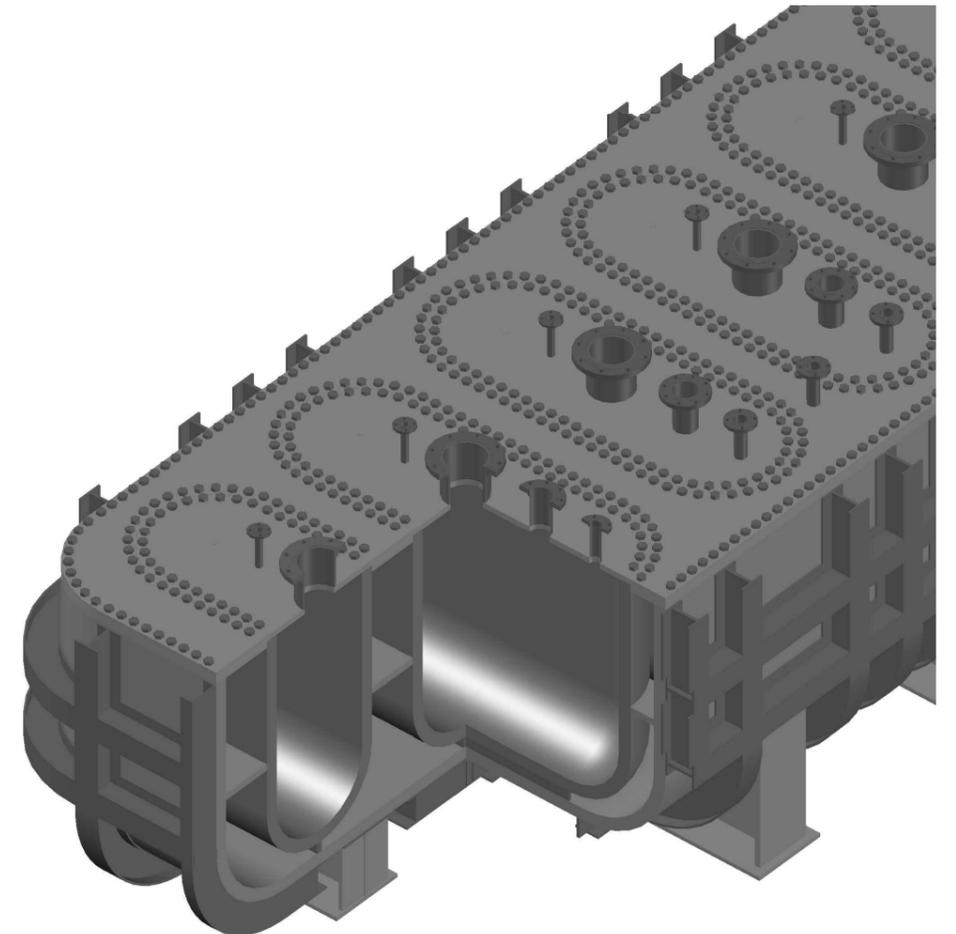
ANEXO 2: PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE SALES FUNDIDAS

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

H
G
F
E
D
C
B
A



VISTA ISOMÉTRICA INTERCAMBIADOR
ESCALA:1/25



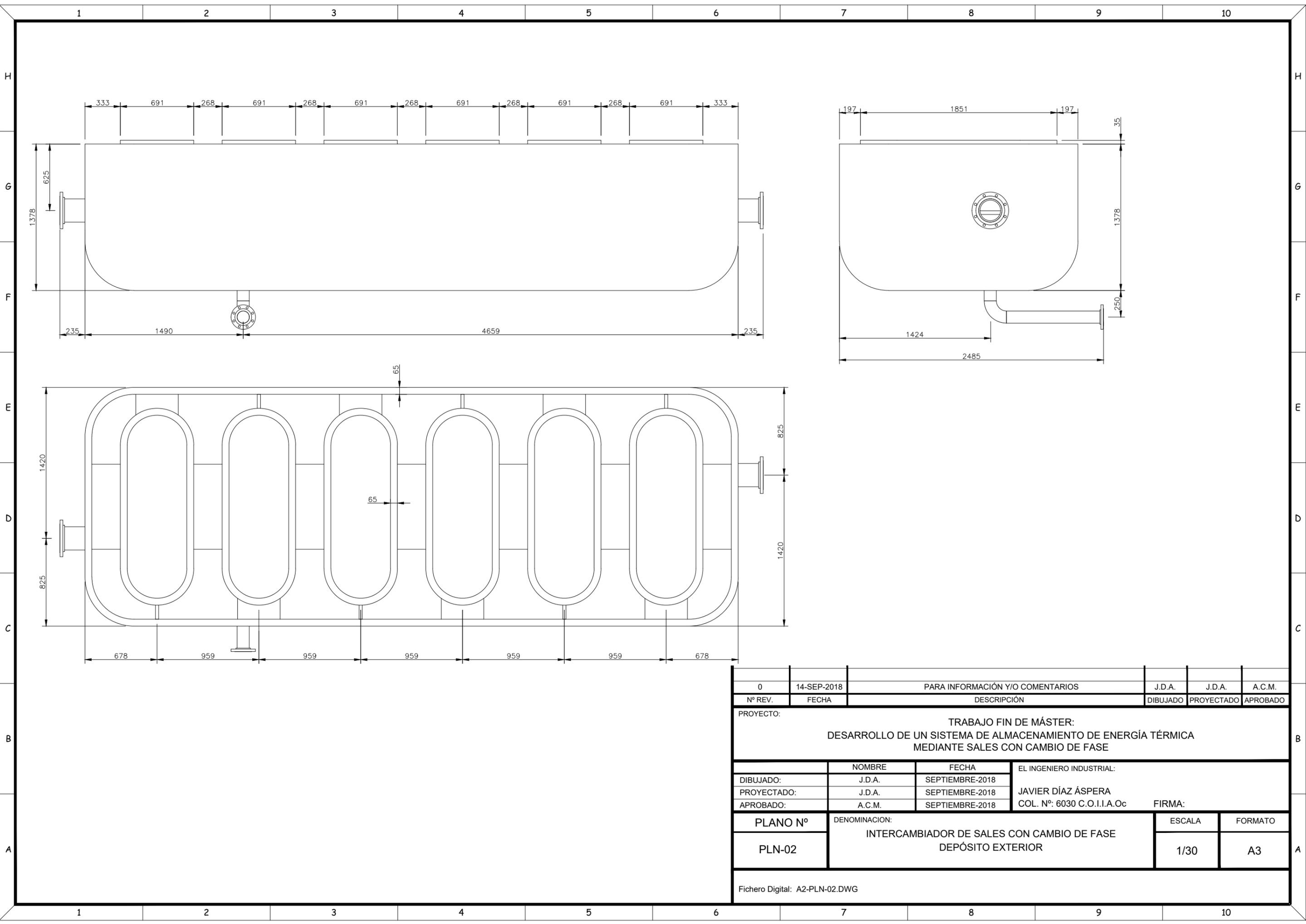
VISTA ISOMÉTRICA SECCIÓN INTERCAMBIADOR
ESCALA:1/30

TAG	INT-001
NORMA DE CÁLCULO	ASME VIII
CONDICIONES DE DISEÑO	
PRESIÓN	80 BAR
TEMPERATURA	300 °C
METERIAL	A 533 Gr.C
VOLUMEN DEPÓSITO EXTERIOR	16,02 M³
VOLUMEN DEPÓSITO INTERIOR	1,04 M³
PESO TOTAL VACÍO	45.601 kg
CAPACIDAD ALMACENAMIENTO	1.84 Mw

0	14-SEP-2018	PARA INFORMACIÓN Y/O COMENTARIOS	J.D.A.	J.D.A.	A.C.M.
Nº REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DIBUJADO	PROYECTADO	APROBADO
PROYECTO: TRABAJO FIN DE MÁSTER: DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA MEDIANTE SALES CON CAMBIO DE FASE					
DIBUJADO:		NOMBRE	FECHA	EL INGENIERO INDUSTRIAL:	
PROYECTADO:		J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	JAVIER DÍAZ ÁSPERA	
APROBADO:		A.C.M.	SEPTIEMBRE-2018	COL. N°: 6030 C.O.I.I.A.Oc	
FIRMA:					
PLANO N°	DENOMINACION:			ESCALA	FORMATO
PLN-01	INTERCAMBIADOR DE SALES CON CAMBIO DE FASE VISTA GENERAL			S/E	A3

Fichero Digital: A2-PLN-01.DWG

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10



Nº REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DIBUJADO	PROYECTADO	APROBADO
0	14-SEP-2018	PARA INFORMACIÓN Y/O COMENTARIOS	J.D.A.	J.D.A.	A.C.M.

PROYECTO: TRABAJO FIN DE MÁSTER:
DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA
MEDIANTE SALES CON CAMBIO DE FASE

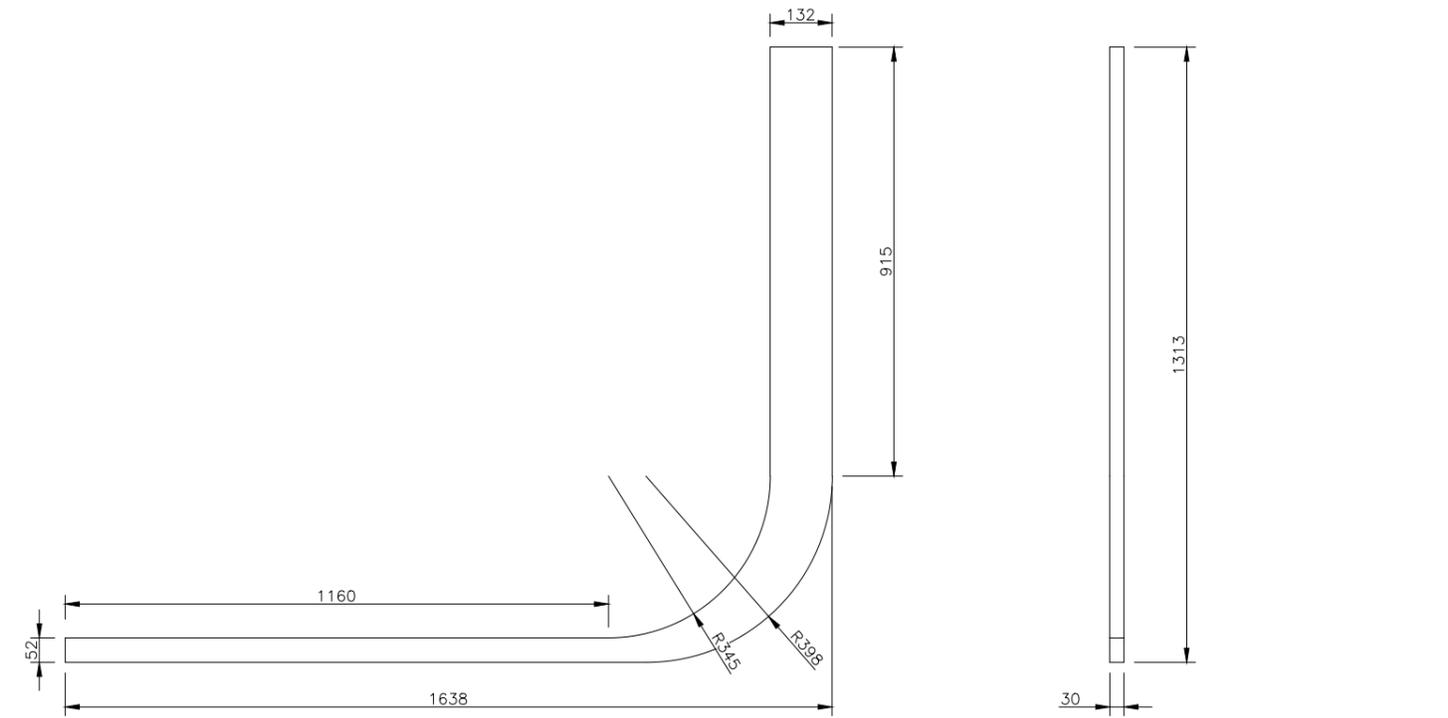
NOMBRE	FECHA	EL INGENIERO INDUSTRIAL:	
J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	JAVIER DÍAZ ÁSPERA	
J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	COL. N°: 6030 C.O.I.I.A.Oc	
A.C.M.	SEPTIEMBRE-2018	FIRMA:	

PLANO N°	DENOMINACION:	ESCALA	FORMATO
PLN-02	INTERCAMBIADOR DE SALES CON CAMBIO DE FASE DEPÓSITO EXTERIOR	1/30	A3

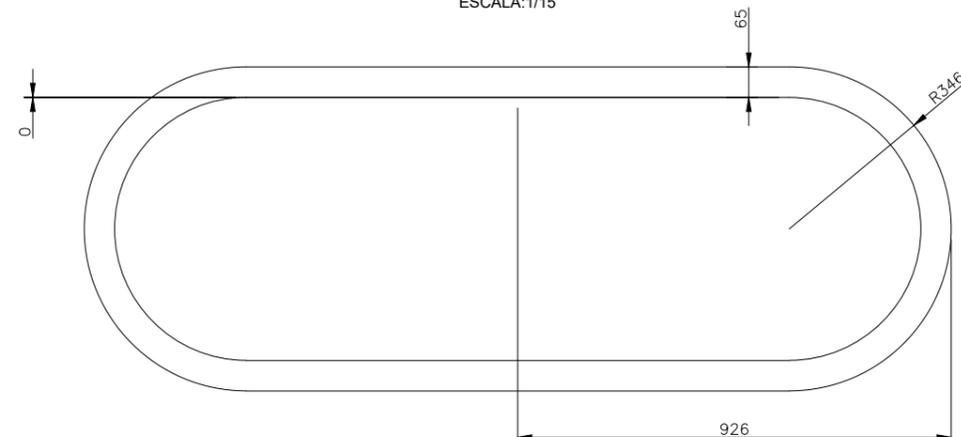
Fichero Digital: A2-PLN-02.DWG



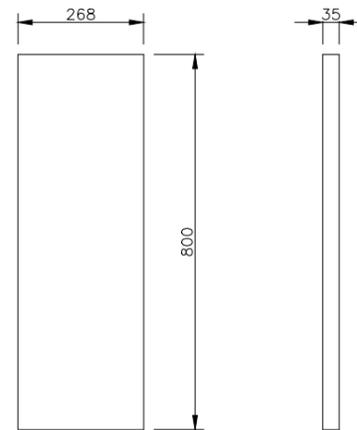
ALZADO DEPÓSITO INTERIOR
ESCALA:1/15



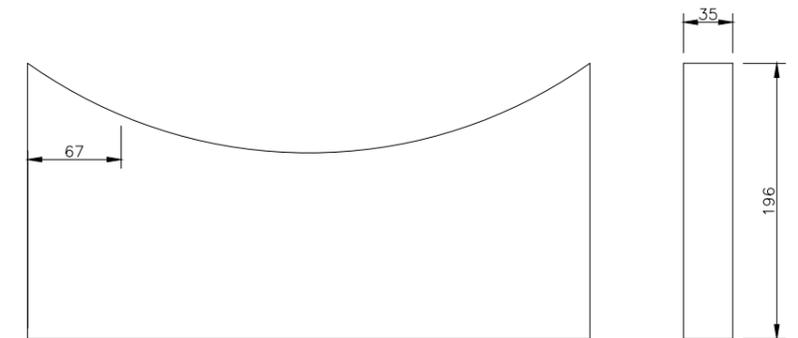
REFUERZO 1 (6 UDS)
ESCALA:1/15



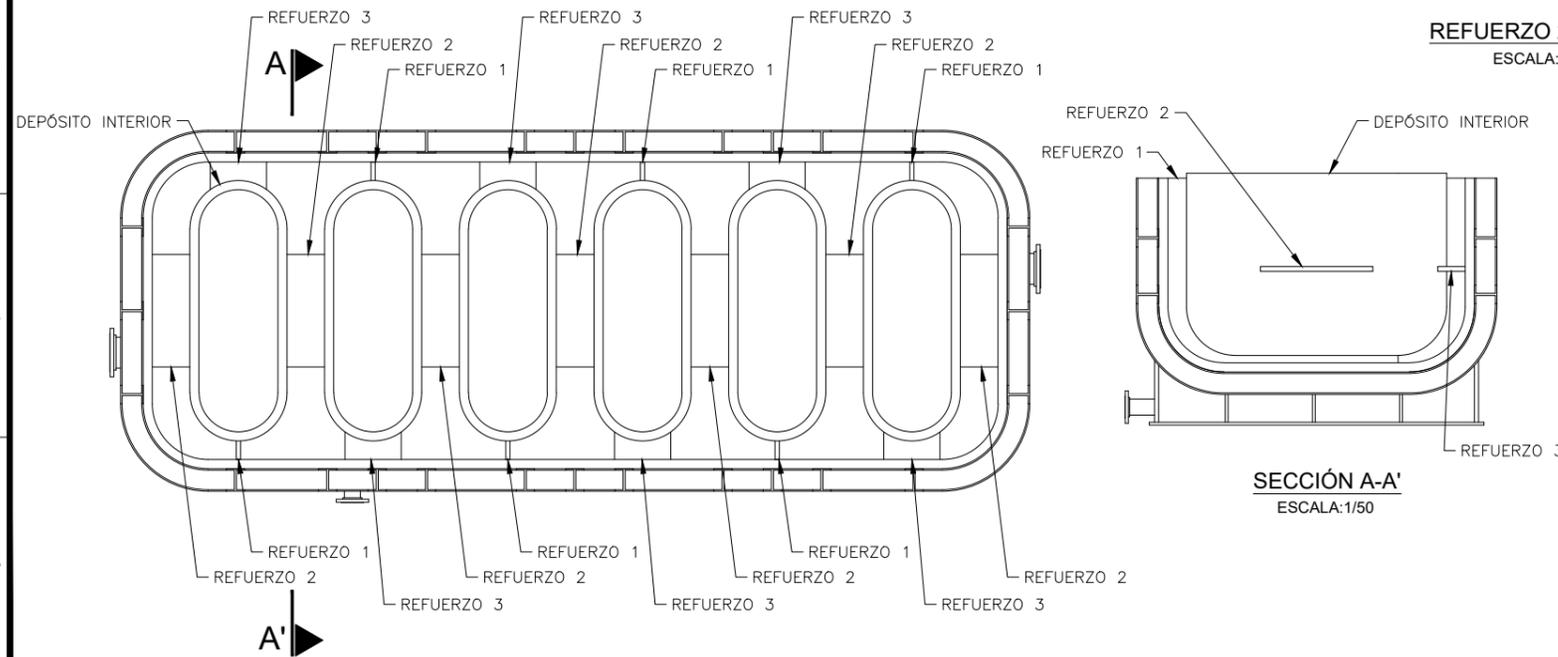
PLANTA DEPÓSITO INTERIOR
ESCALA:1/15



REFUERZO 2 (7 UDS)
ESCALA:1/15



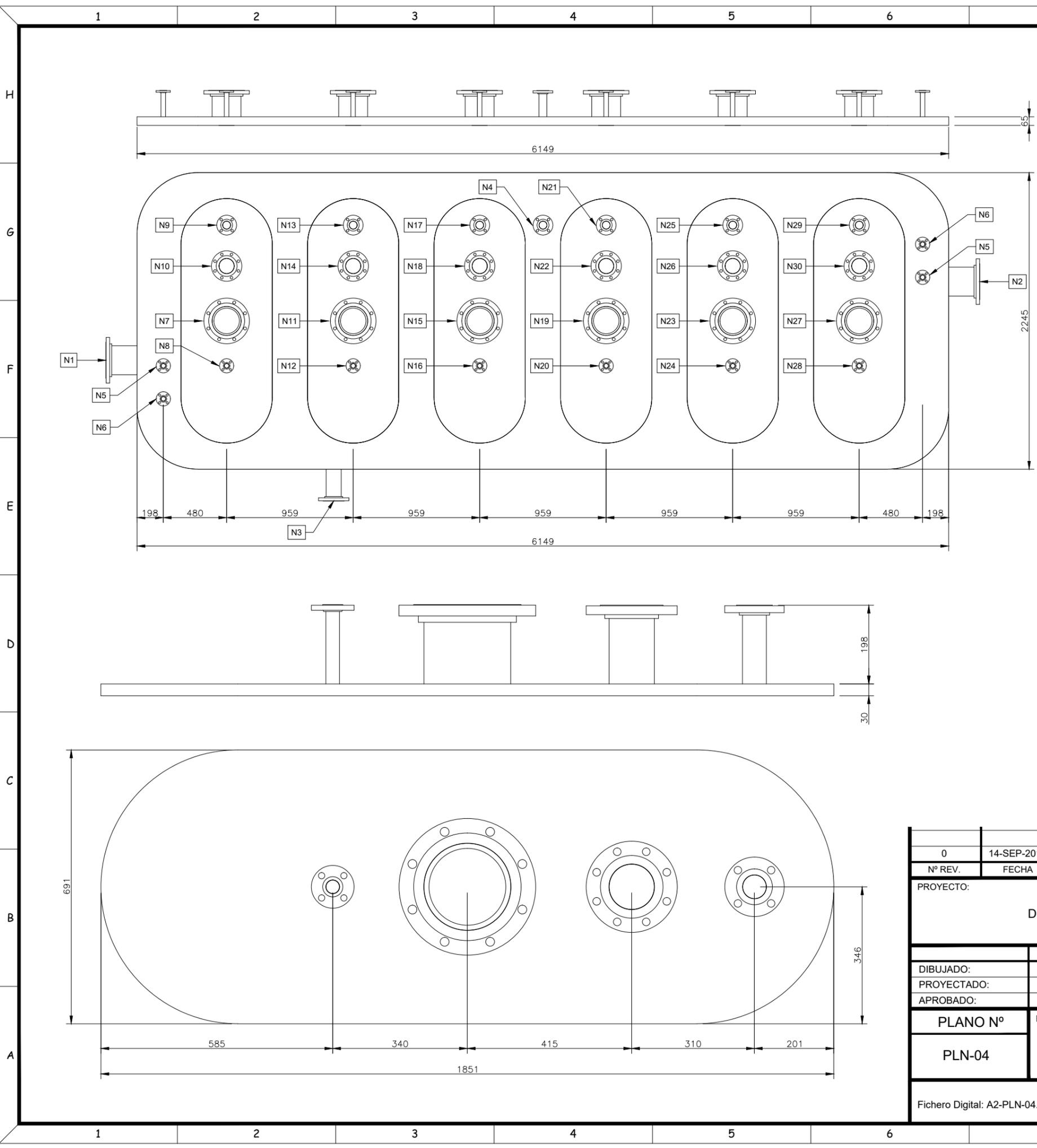
REFUERZO 3 (6 UDS)
ESCALA:1/5



SECCIÓN A-A'
ESCALA:1/50

Nº REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DIBUJADO	PROYECTADO	APROBADO
0	14-SEP-2018	PARA INFORMACIÓN Y/O COMENTARIOS	J.D.A.	J.D.A.	A.C.M.
PROYECTO: TRABAJO FIN DE MÁSTER: DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA MEDIANTE SALES CON CAMBIO DE FASE					
DIBUJADO:		NOMBRE	FECHA	EL INGENIERO INDUSTRIAL:	
PROYECTADO:		J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	JAVIER DÍAZ ÁSPERA	
APROBADO:		A.C.M.	SEPTIEMBRE-2018	COL. N°: 6030 C.O.I.I.A.Oc	
FIRMA:					
PLANO N°	DENOMINACION:			ESCALA	FORMATO
PLN-03	INTERCAMBIADOR DE SALES CON CAMBIO DE FASE DEPÓSITO INTERIOR			S/E	A3

Fichero Digital: A2-PLN-03.DWG



MARCA	CANT.	DN	RATING	SERVICIO
N1	1	8"	900	ENTRADA FLUIDO
N2	1	8"	900	SALIDA FLUIDO
N3	1	4"	900	DRENAJE
N4	1	2"	900	VENTEO
N5	2	1"	900	TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N6	2	1"	900	TRNASMISOR DE PRESIÓN
N7	1	8"	900	DEPÓSITO 1: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N8	1	1"	900	DEPÓSITO 1: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N9	1	2"	900	DEPÓSITO 1: VENTEO
N10	1	4"	900	DEPÓSITO 1: RESERVA
N11	1	8"	900	DEPÓSITO 2: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N12	1	1"	900	DEPÓSITO 2: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N13	1	2"	900	DEPÓSITO 2: VENTEO
N14	1	4"	900	DEPÓSITO 2: RESERVA
N15	1	8"	900	DEPÓSITO 3: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N16	1	1"	900	DEPÓSITO 3: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N17	1	2"	900	DEPÓSITO 3: VENTEO
N18	1	4"	900	DEPÓSITO 3: RESERVA
N19	1	8"	900	DEPÓSITO 4: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N20	1	1"	900	DEPÓSITO 4: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N21	1	2"	900	DEPÓSITO 4: VENTEO
N22	1	4"	900	DEPÓSITO 4: RESERVA
N23	1	8"	900	DEPÓSITO 5: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N24	1	1"	900	DEPÓSITO 5: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N25	1	2"	900	DEPÓSITO 5: VENTEO
N26	1	4"	900	DEPÓSITO 5: RESERVA
N27	1	8"	900	DEPÓSITO 6: RESERVA / ENTRADA DE SALES
N28	1	1"	900	DEPÓSITO 6: TRANSMISOR DE TEMPERATURA
N29	1	2"	900	DEPÓSITO 6: VENTEO
N30	1	4"	900	DEPÓSITO 6: RESERVA

Nº REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DIBUJADO	PROYECTADO	APROBADO
0	14-SEP-2018	PARA INFORMACIÓN Y/O COMENTARIOS	J.D.A.	J.D.A.	A.C.M.

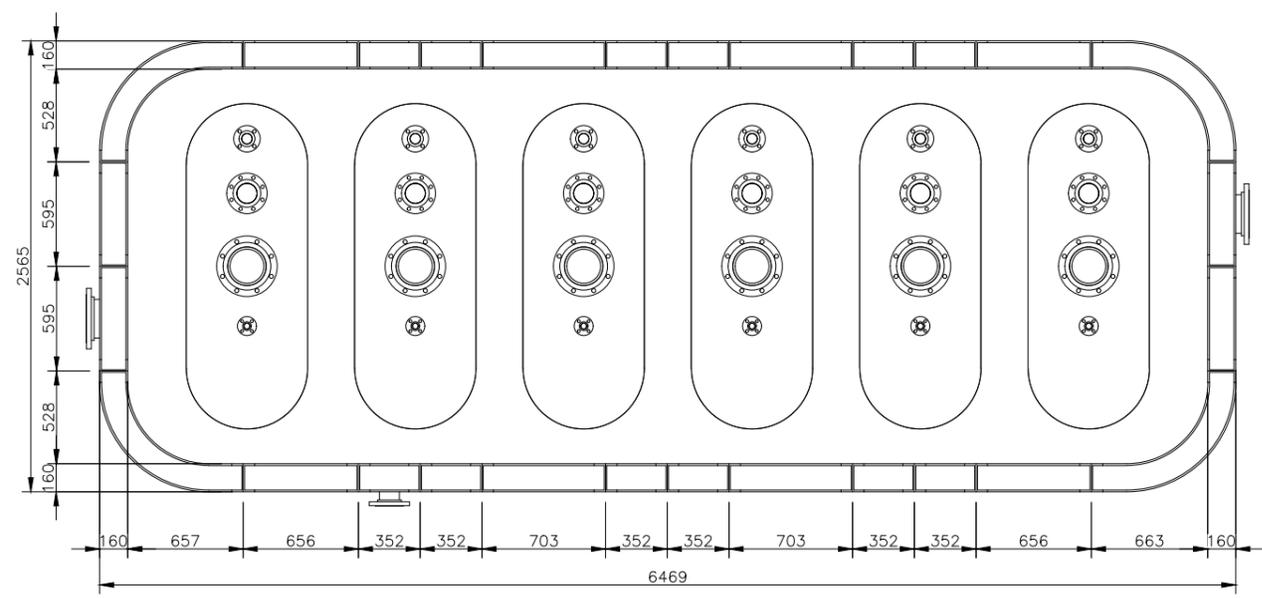
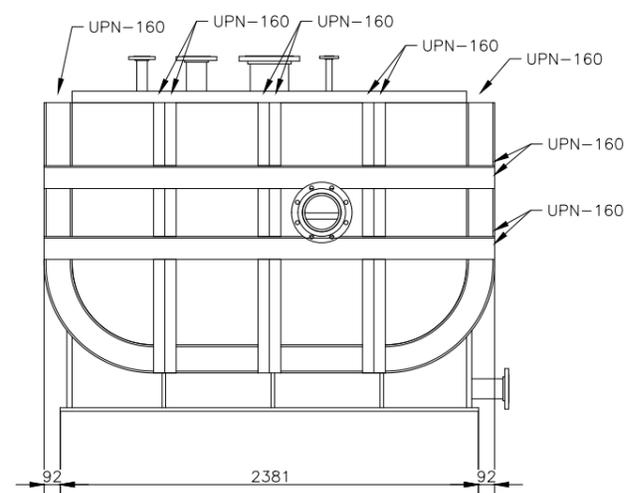
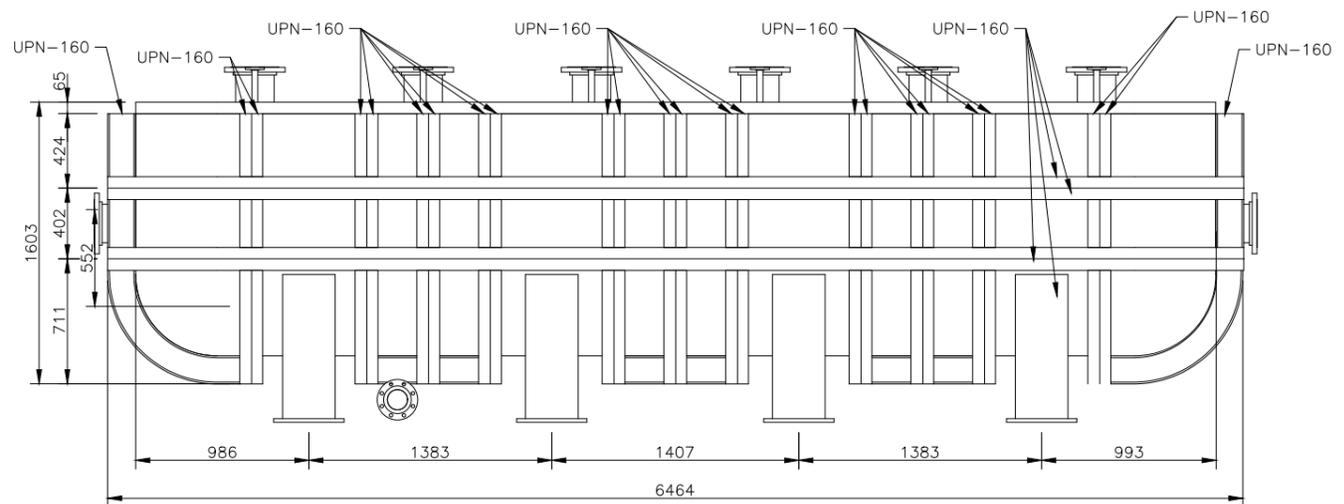
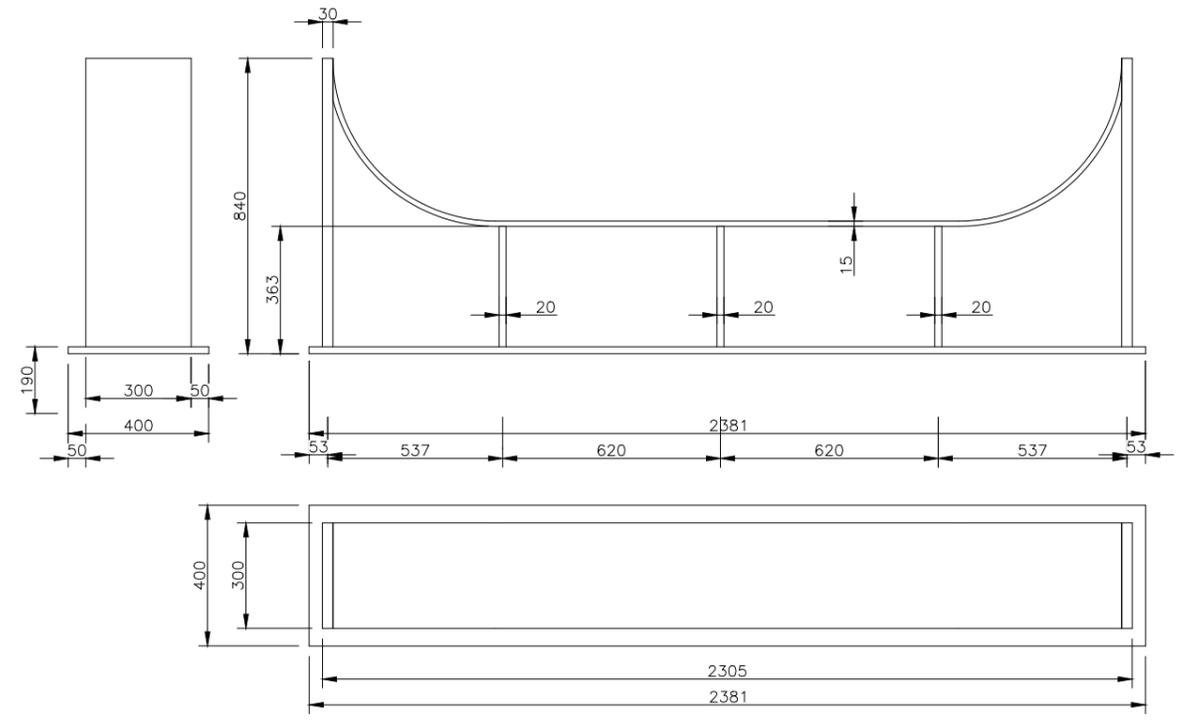
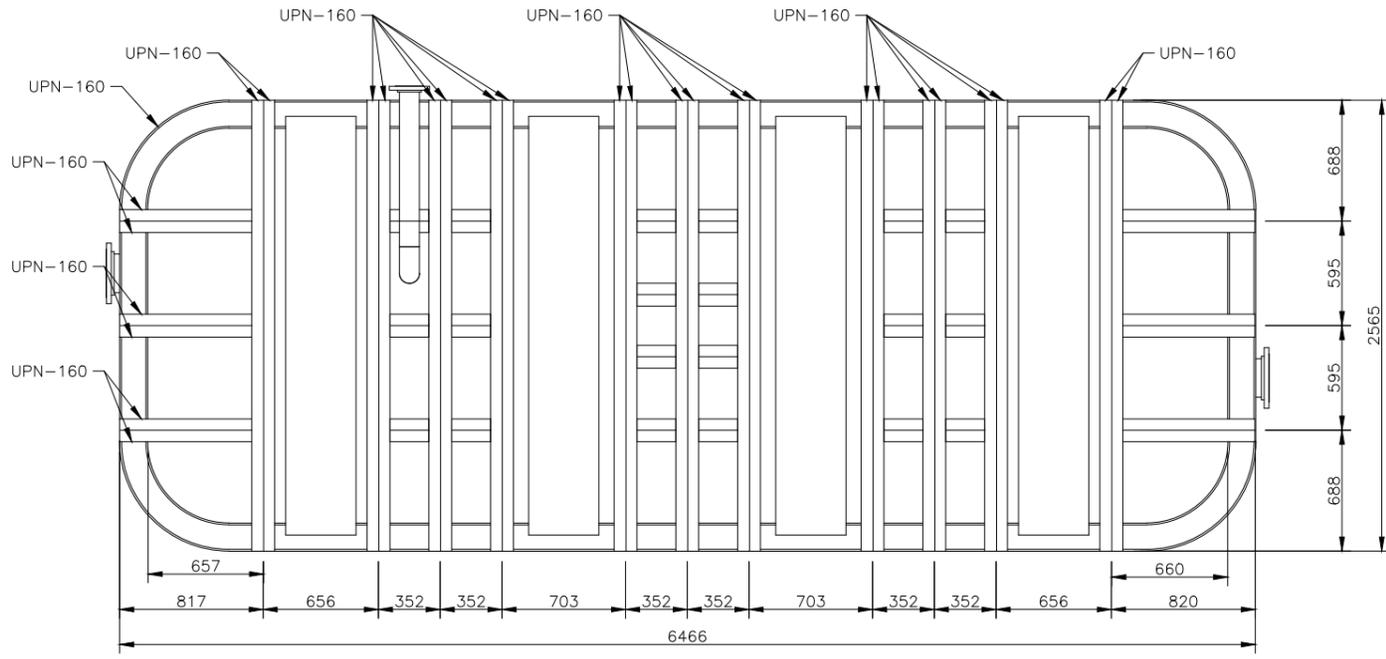
PROYECTO: TRABAJO FIN DE MÁSTER:
DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA MEDIANTE SALES CON CAMBIO DE FASE

NOMBRE	FECHA	EL INGENIERO INDUSTRIAL:
J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	JAVIER DÍAZ ÁSPERA COL. N°: 6030 C.O.I.I.A.Oc
J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	
A.C.M.	SEPTIEMBRE-2018	

FIRMA:

PLANO N°	DENOMINACION:	ESCALA	FORMATO
PLN-04	INTERCAMBIADOR DE SALES CON CAMBIO DE FASE TAPAS Y TUBULADURAS	1/30 1/10	A3

Fichero Digital: A2-PLN-04.DWG



0	14-SEP-2018	PARA INFORMACIÓN Y/O COMENTARIOS	J.D.A.	J.D.A.	A.C.M.
Nº REV.	FECHA	DESCRIPCIÓN	DIBUJADO	PROYECTADO	APROBADO
PROYECTO: TRABAJO FIN DE MÁSTER: DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA MEDIANTE SALES CON CAMBIO DE FASE					
DIBUJADO:		NOMBRE	FECHA	EL INGENIERO INDUSTRIAL:	
PROYECTADO:		J.D.A.	SEPTIEMBRE-2018	JAVIER DÍAZ ÁSPERA	
APROBADO:		A.C.M.	SEPTIEMBRE-2018	COL. N°: 6030 C.O.I.I.A.Oc	
FIRMA:					
PLANO N°	DENOMINACION:			ESCALA	FORMATO
PLN-05	INTERCAMBIADOR DE SALES CON CAMBIO DE FASE REFUERZO EXTERIOR			1/40	A3
Fichero Digital: A2-PLN-05.DWG					