Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Informe Técnico de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Presenta:

Luis Antonio Ballina Gutiérrez

Viridiana Zavala Gamboa

Nombre del Proyecto:

Diseño para implementación de intercambiador de calor y contenedor de agua, para calentamiento de agua en proceso de área de quesería en empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

Periodo de Realización: Agosto-Diciembre 2015

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN 5
CAPÍTULO 1: GENERALIDADES DE LA EMPRESA LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A DE C.V 8
1.1 Antecedentes de la empresa 9
1.2 Ubicación 9
1.3 Misión 10
1.4 Visión 10
1.5 Políticas de calidad 10
1.6 Organigrama general de la empresa 11
1.7 El área de mantenimiento 12
CAPÍTULO 2: GENERALIDADES DEL PROYECTO 13
2.1 Justificación 14
2.2 Objetivos 14
2.2.1 Objetivo General 14
2.2.2 Objetivos Específicos 14
2.3 Definición del problema 15
2.4 Alcances y Limitaciones. 15
2.4.1 Alcances 16
2.4.2 Limitaciones 16
CAPÍTULO 3: FUNDAMENTOS TEÓRICOS 17
3.1 Caldera 18
3.1.1 Cámara de agua. 18
3.1.2 Cámara de vapor. 19
3.2 Intercambiador de calor 20
3.3 Termodinámica 21
3.3.1 Leyes de la termodinámica 21
3.3.1.1 Ley Cero de la Termodinámica 21
3.3.1.2 Primera Ley de la Termodinámica: 22
3.3.1.3 Segunda Ley de la Termodinámica 22

3.3.1.4 Tercera Ley de la Termodinámica..... 22
3.4 Transferencia de calor..... 22
3.4.1 Conducción 23
3.4.2 Convección..... 24
3.4.2.1 Relaciones para la Convección Natural. 24
3.4.2.2 Flujo Laminar. 25
3.4.2.3 Flujo Turbulento..... 25
3.4.3 Relaciones para Convección Forzada en tuberías. 25
3.4.3.1 Flujo Laminar. 25
3.4.3.2 Flujo Turbulento..... 26
3.5 Coeficiente global de transferencia de calor. 28
3.6 Intercambiador de calor de placas..... 29
3.6.1 Partes que integran el intercambiador de calor de placas: 30
3.6.2 Ventajas del intercambiador de calor a placas 31
3.7 métodos de cálculo térmico. 32
3.7.1 método de la diferencia de temperaturas. 32
3.7.1.1Flujo de calor. 32
3.7.1.2 Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT). 33
3.7.1.3 Factor de Corrección 34
3.7.2 Área de Transferencia..... 34
3.7.3 Número de placas..... 35
3.7.4 Coeficiente de convección, (h). 36
3.8.4.1 Método gráfico por correlaciones. 36
3.7.4.2 Efecto de las ondulaciones. 40
3.7.5 Factor de ensuciamiento. 41
3.7.6 Longitud característica, (l_c). 42
3.7.7 Coeficiente global de Transferencia de Calor. 43
3.8 Aceros al carbono 44
3.8.1 Influencia de los elementos 44
3.9 Clasificación de los aceros inoxidables según Norma AISI 46
3.10 Tipos de Aplicación de las diversas calidades de acero inoxidable..... 48

3.11 Materiales usados como sellados 49
CAPÍTULO 4: MEMORIA DE CALCULO 52
4.1 MEMORIA DE CÁLCULO 52
ANEXO 1: Diseño de construcción del intercambiador de calor 75
ANEXO 2: Diseño de construcción del contenedor de agua 75
ANEXO 3: Tabla A-9 de donde se obtuvieron las propiedades de agua y vapor húmedo 98
ANEXO 4: Tabla A-3 de donde se obtuvieron las propiedades de los aceros 316 y 304 .. 99
ANEXO 5: Tabla A-6 donde se obtuvieron las propiedades de la fibra de vidrio 100
ANEXO 6: Cotización de la fabricación del intercambiador de calor 101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Foto satelital de la ubicación de la empresa lácteos de Chiapas S.A C.V.....9

Figura 1.2 Croquis de ubicación de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V..... 9

Figura 1.3 Área de trabajo de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V..... 10

Figura 1.4 organigrama general de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V..... 11

Figura 3.1 Caldera general de tubos de humo 18

Figura 3.2 Procesos de caldera. 19

Figura 3.3 Intercambiador de calor. 20

Figura 3.4 representación de conducción de calor 23

Figura 3.5 Representación de convección de calor ..... **¡Error! Marcador no definido.**

Figura 3.6 Partes de un intercambiador de calor de placas 30

Figura 3.7 Área total y área proyectada de la placa..... 36

Figura 3.8 Área total y área proyectada de la placa..... 37

Figura 3.9 correlaciones de transferencia de calor de una placa pequeña con geometría tipo V..... 38

Figura 3.10 influencia del ángulo de corrugación en h 41

Figura 3.11 Aceros inoxidables serie 300..... 46

Figura 4.1 En la imagen se muestra el área proyectada por cada placa donde los fluidos pasas a través de esta..... 63

Figura 4.2 Empaque completo NBR.....75

Figura 4.3 Placa 316L.....76

Figura 4.4 Bastidor 1 acero al carbón.....77

Figura 4.5 Guía acero 30.....78

Figura 1.4 organigrama general de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V 11

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Números de Nusselt y Factores de Fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal. 27
Tabla 3 .2 constantes a y b para un intercambiador de calor de placas..... 41
Tabla 3.3 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos en los intercambiadores de calor..... 42
Tabla 3.4 Valores aproximados de coeficientes de transferencia de calor global 44
Tabla 4.1 Datos del intercambiador de calor a placas 53
Tabla 4.2 Propiedades del agua a 56°C..... 53
Tabla 4.3 Propiedades del vapor a 95°C 54
Tabla 4.4 Valores de los coeficientes globales de transferencia de calor..... 58
Tabla 4.5 Propiedades térmicas del acero inoxidable AISI 316L..... 59
Tabla 4.6 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos dentro de los intercambiadores de calor..... 62
Tabla 4.7 valores obtenidos en el programa EES..... 67
Tabla 4.8 valores obtenidos en el programa EES..... 68
Tabla 4.9 Resultados de EES para el cálculo del espesor del aislante de fibra de vidrio 72

INTRODUCCIÓN

El proyecto se realizó en la empresa Lácteos de Chiapas S.A de C.V consiste en la instalación de un intercambiador de calor para precalentamiento de agua en el proceso del área de quesería y el diseño de un contenedor de agua al cual se elevará la temperatura a un rango de entre 80 y 90 grados centígrados, del contenedor de agua se extraerá vapor, y este vapor será dirigido hacia el proceso del área de quesería.

El intercambiador de calor se diseñó para implementación en el área de quesería por lo cual los cambios que se lleven a cabo de ser necesarios serán a criterio del ingeniero a cargo, el contenedor de agua se diseñó, ya que por el momento la empresa trabaja en el área de quesería con un contenedor de agua que no se encuentra en las condiciones óptimas, ni de producción requerida. Dando con esto pauta para el proyecto desarrollado mejore las condiciones del proceso y la calidad del producto.

Para el diseño del contenedor de agua se utilizó métodos analíticos y con la ayuda de un software se simulo el cuerpo del contenedor. El diseño del contenedor fue debidamente calculado, ya que el espacio con el que se cuenta en el área de quesería no es muy amplio y poner un contenedor que exceda las características necesarias estorbaría en el área afectando directamente la producción.

El material del cual se fabricará el contendor debe ser:

Resistente a las altas temperaturas

Resistente a la corrosión (pues si bien todos los materiales se corroen con el paso del tiempo al contacto con el agua, esto no debería ser muy pronto)

Ser óptimo para uso de grado alimenticio

El contenedor se recubrió con un material aislante para evitar pérdidas de energía calorífica, así como también, como una medida de seguridad para evitar que alguien del personal sufra quemaduras al tener contacto directo con el contenedor.

CAPÍTULO 1:

"GENERALIDADES DE LA EMPRESA LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A DE C.V"

1.1 Antecedentes de la empresa

La unión ganadera regional del estado representada por el ingeniero agrónomo Sergio Zuarth Rojas llevó a cabo convocatorias a las asociaciones ganaderas de la entidad para solucionar los bajos precios de comercialización de la leche fresca y de acuerdo al estudio de viabilidad comercial con precios estables y con incrementos en el consumo de la leche ultrapasteurizada, nace el proyecto Lácteos de Chiapas, S.A. de C.V. que se constituye el 22 de septiembre del año 2000.

Empresa a la que se lograron sumar a más de mil productores ganaderos de las distintas regiones lecheras del estado de Chiapas y conformar la tenencia accionaria de la sociedad. Actualmente son 1,200 socios.

La planta ultrapasteurizadora está ubicada en el municipio de Berriozábal, Chiapas como punto estratégico de las distintas regiones de producción lechera del estado de Chiapas y de las principales ciudades de consumo de leche industrializada. Inició operaciones el 4 de julio del año 2003.

1.2 Ubicación

La planta procesadora de leche se UTH, se encuentra ubicada en el tramo carretero Berriozábal – Ocozocoautla, km. 3.5 de Berriozábal, Chiapas.

Figura 1.1 Foto satelital de la ubicación de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

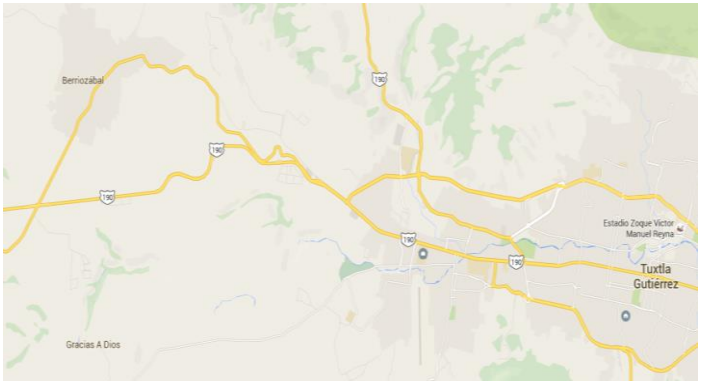


Figura 1.2 Croquis de ubicación de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

1.3 Misión

"Ser un medio de comercialización de la leche de los socios productores para darle un valor agregado al trabajo en el campo a través del crecimiento y rentabilidad de la planta ultrapasteurizadora, produciendo alimentos de alta calidad y logrando la absoluta satisfacción de los clientes y el desarrollo de nuestra gente"

1.4 Visión

Ser la planta de Ultra pasteurización que surta la mayor demanda de productos de larga vida. En el sureste del país con calidad y rentabilidad

1.5 Políticas de calidad

Promover en todos los niveles el desarrollo en dirección a la calidad total a través de la capacitación constante y la actualización tecnológica.

Figura 1.3 Área de trabajo de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

1.6 Organigrama general de la empresa

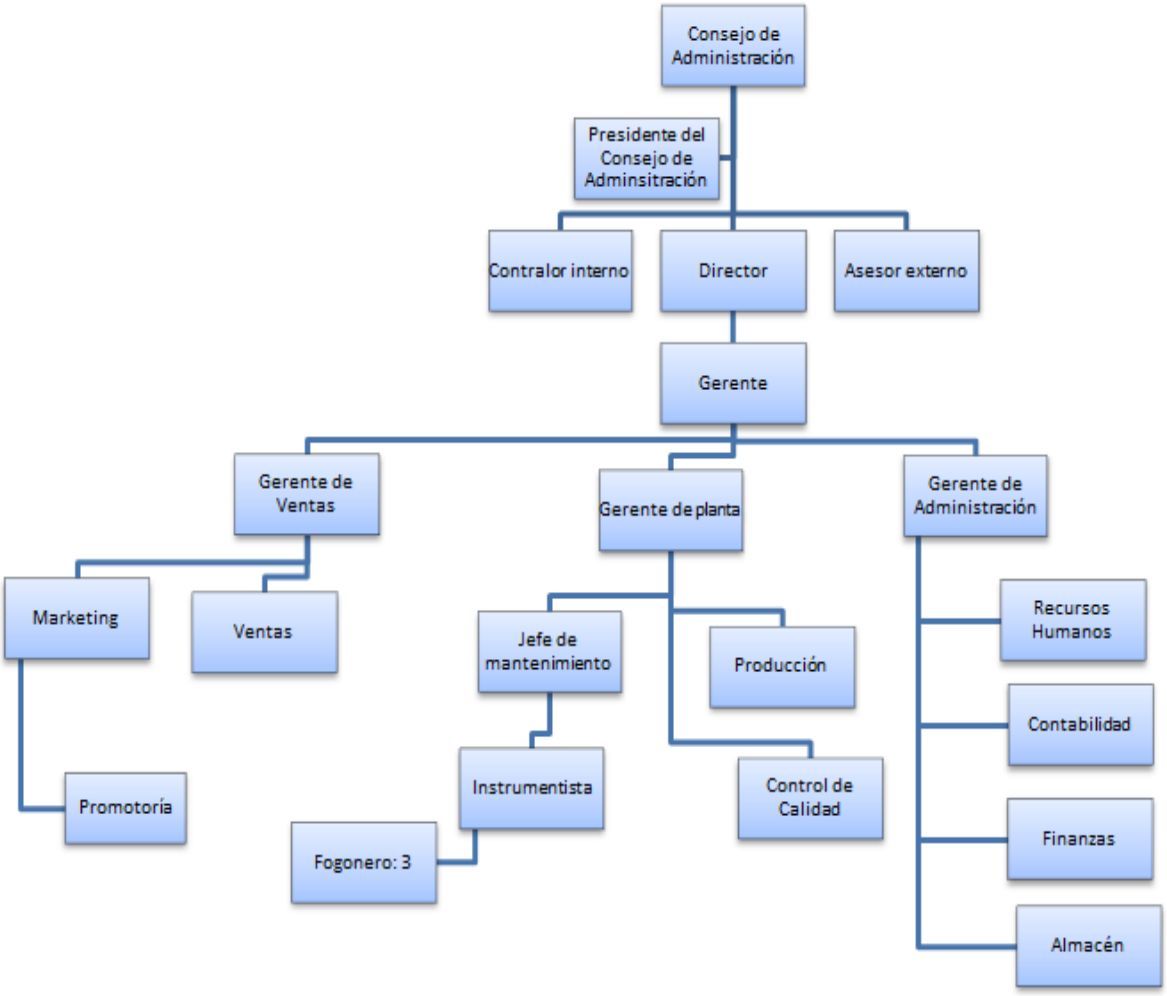


Figura 1.4 organigrama general de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

El proyecto realizado impactara en el área de producción tanto como en el de calidad debido a que mejora la producción y la calidad del producto

1.7 El área de mantenimiento

El área de mantenimiento está a cargo del ingeniero Juan Luis Alegría (jefe del área de mantenimiento), esta área es la encargada de realizar el mantenimiento en la maquinaria del área de producción, el mantenimiento en ocasiones es preventivo, y en otra correctivo. Esta área es la encargada de hacer que todos los equipos funcionen de manera adecuada, ya que si alguna maquina presenta fallos puede ocasionar un paro momentáneo o de algunos días, esto último no es beneficioso para la empresa. Todos los ingenieros que pertenecen a esta área están capacitados para solucionar los problemas que aquí se presenten.

El proyecto realizado fue asignado y supervisado por el ing. Juan Luis alegría quien nos dio acceso a las instalaciones a recaudar los datos necesarios para los debidos cálculos realizados, así como también nos proporcionó sugerencias debido a su experiencia y conocimiento de la empresa lácteos de Chiapas S.A de C.V

CAPÍTULO 2

"GENERALIDADES DEL PROYECTO"

2.1 Justificación

La caldera es un dispositivo de ingeniería diseñado para generar vapor. Este vapor se genera a través de una transferencia de calor a una presión (la presión puede variar en el transcurso del tiempo), en la cual el fluido, originalmente líquido, se calienta y cambia de fase a vapor.

Este vapor es usado en muchos procesos en la planta especialmente en el área de quesería el cual se utiliza para calentar el agua que es un procedimiento fundamental para producir quesos. Lamentablemente este procedimiento de calentar el agua en la empresa no se lleva a cabo de la manera correcta afectando directamente en el tiempo de producción, en la calidad del producto, y afectando las condiciones óptimas de trabajo del personal de producción.

Para el diseño del intercambiador de calor y el contenedor de agua y mejorar el proceso, se obtuvieron datos como la temperatura a la que llega el vapor en el área de quesería, temperatura que se va a utilizar para calentar el agua para proceso de quesería, aplicando estos procedimientos la empresa se ahorrara un desperdicio de vapor innecesario y así evitar el consumo de agua excesivo en la empresa la cual le genera un ahorro.

2.2 Objetivos

2.2.1 Objetivo General

Diseñar el contenedor de agua donde se lleva a cabo el calentamiento del agua utilizado en el proceso de producción del área de quesería, y diseñar un intercambiador de calor que calienta el agua en este proceso. Permitiendo con esto que el vapor que se está desperdiciando sea aprovechado.

2.2.2 Objetivos Específicos

Obtener la temperatura a la cual sale el vapor de la purga de vapor del área de quesería

Realizar los calculas necesarios para poder adaptar el intercambiador de calor en el área de quesería.

Diseñar un contenedor de agua que cumpla con las características necesarias para trabajar a las temperaturas requeridas, y que además sea de bajo costo

Obtener el material óptimo para diseñar detalladamente el contenedor de agua ya que este debe ser resistente a las altas temperaturas y a la corrosión debida al contacto con el agua.

2.3 Definición del problema

En la empresa Lácteos de Chiapas S.A de C.V ubicada en la carretera a Berriozábal productora quesos y empacadora de leche, se encontraba con la problemática en el área de quesería, que grandes cantidades de vapor se estaban desperdiciando de una purga que viene de la caldera. Ese vapor además de que está siendo desperdiciado aumenta la temperatura en el área de la quesería, ya que el área se encuentra cerrado por razones de higiene. Ese vapor que está siendo desperdiciado será redirigido a una intercambiador de calor, y del intercambiador de calor dirigiremos el vapor a un contenedor de agua para mantener la temperatura entre 80 y 90 grados centígrados. Del contenedor de agua se generara vapor que será utilizado para calentar la leche en el área de quesería, y parte del agua que se empleara en la producción del quesillo, que al estar entre las temperaturas de entre 80 y 90 grados se puede utilizar en la producción.

2.4 Alcances y Limitaciones.

Como todo proyecto al diseñarlo uno se encuentra con diversos factores que pueden ser Positivos o negativos por lo que al presentarlo he considerado tomar en cuenta los Alcances y las limitantes más destacadas que pueden influir en el desarrollo del mismo.

2.4.1 Alcances

El proyecto tiene como alcance el diseño de un equipo auxiliar para mejorar la forma en que se prepara el agua que se va a usar en quesería, se mejorara al evitar desperdicio de vapor y con ello agua que se compra todos los días.

El equipo hará pasar el vapor generado por la caldera en un intercambiador de calor calentando el agua de la misma y llevándola a un recipiente que de igual manera se diseñó para que el agua se mantenga caliente y aislada del ambiente haciendo que el proceso sea más higiénico.

Los aspectos por los cuales se lleva a cabo esta investigación son la higiene en la producción un ahorro de recursos monetarios al evitar que se desperdicie el vapor al volverlo a recircular en las tuberías de gas que se necesita en todos los productos producidos en la empresa, hay que recordar que la finalidad de cualquier empresa es aumentar la producción y evitar en lo más posible que el producto tenga contacto con el personal para evitar su contaminación.

2.4.2 Limitaciones

Una de las limitaciones del proyecto sería que se reduciría el espacio de trabajo, ya que el contenedor de agua ocupara un espacio bastante considerable, sin mencionar que el intercambiador de calor también ocupara un espacio en el área de quesería ya que es ahí donde se tiene que instalar para su uso óptimo.

CAPÍTULO 3

"FUNDAMENTOS TEÓRICOS"

3.1 Caldera

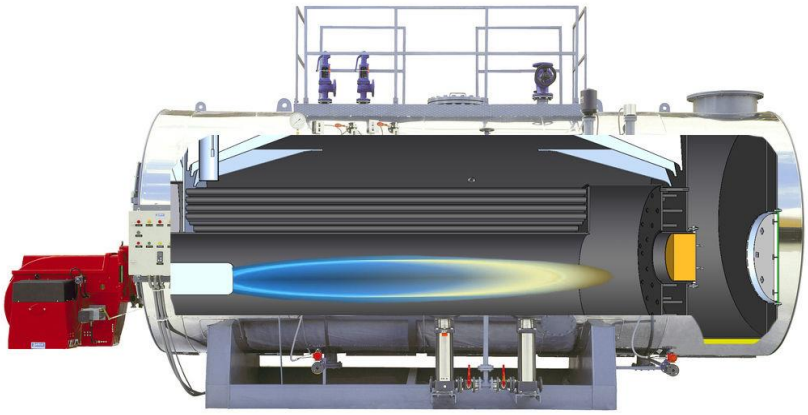


Figura 3.1 Caldera general de tubos de humo

Las Calderas o Generadores de vapor son instalaciones industriales que, aplicando el calor de un combustible sólido, líquido o gaseoso, vaporizan el agua para aplicaciones en la industria, en diferentes procesos.

Las calderas de vapor, básicamente constan de 2 partes principales:

3.1.1 Cámara de agua.

Recibe este nombre el espacio que ocupa el agua en el interior de la caldera. El nivel de agua se fija en su fabricación, de tal manera que sobrepase en unos 15 cm. Por lo menos a los tubos o conductos de humo superiores.

Con esto, a toda caldera le corresponde una cierta capacidad de agua, lo cual forma la cámara de agua.

Según la razón que existe entre la capacidad de la cámara de agua y la superficie de calefacción, se distinguen calderas de gran volumen, mediano y pequeño volumen de agua. Las calderas de gran volumen de agua son las más sencillas y de construcción antigua.

Las calderas de mediano volumen de agua están provistas de varios tubos de humo y también de algunos tubos de agua, con lo cual aumenta la superficie de calefacción, sin aumentar el volumen total del agua.

Las calderas de pequeño volumen de agua están formadas por numerosos tubos de agua de pequeño diámetro, con los cuales se aumenta considerablemente la superficie de calefacción.

Como características importantes podemos considerar que las calderas de gran volumen de agua tienen la cualidad de mantener más o menos estable la presión del vapor y el nivel del agua, pero tienen el defecto de ser muy lentas en el encendido, y debido a su reducida superficie producen poco vapor. Son muy peligrosas en caso de explosión y poco económicas.

Por otro lado, la caldera de pequeño volumen de agua, por su gran superficie de calefacción, son muy rápidas en la producción de vapor, tienen muy buen rendimiento y producen grandes cantidades de vapor.

3.1.2 Cámara de vapor.

Es el espacio ocupado por el vapor en el interior de la caldera como un contenedor para el agua, en ella debe separarse el vapor del agua que lleve una suspensión. Cuanto más variable sea el consumo de vapor, tanto mayor debe ser el volumen de esta cámara, de manera que aumente también la distancia entre el nivel del agua y la toma de vapor.

El proceso de trabajo de una caldera dentro de una industria se muestra en la siguiente imagen, cabe mencionar que cada uno de estos pasos es parte necesaria del proceso.

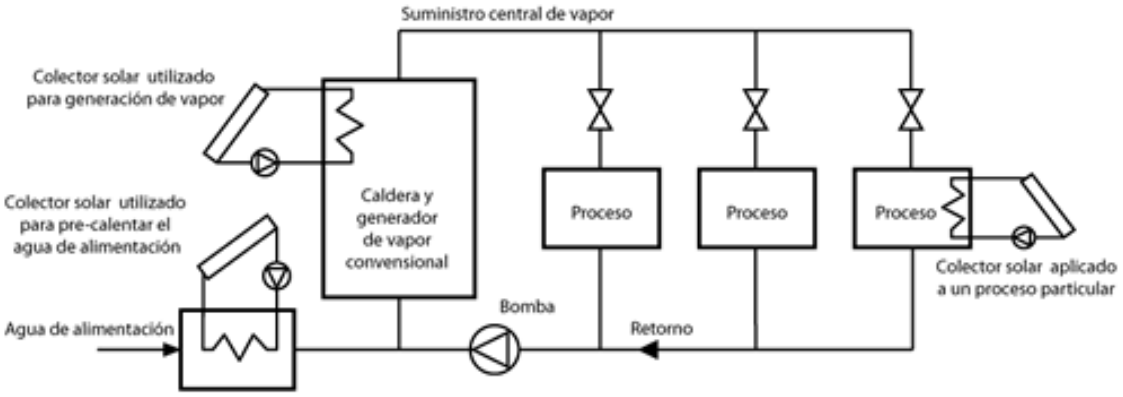


Figura 3.2 Procesos de caldera.

3.2 Intercambiador de calor

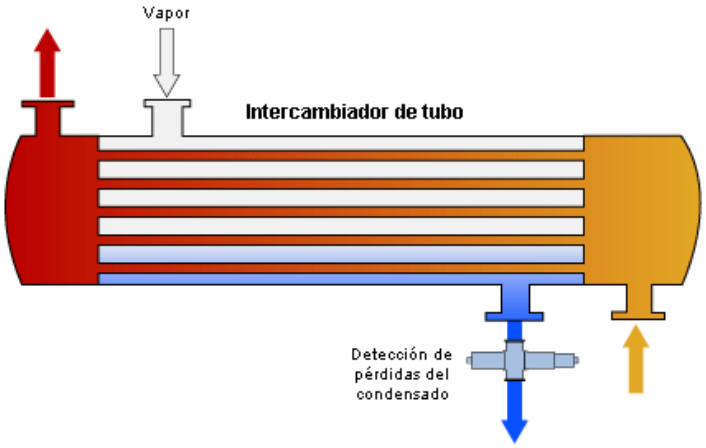


Figura 3.3 Intercambiador de calor.

En la imagen 3.3 se puede apreciar un intercambiador de calor de tubos el cual se puede apreciar cómo se distribuyen los 2 fluidos en su interior y se puede apreciar cómo se va transfiriendo el calor conforme recorren el interior del intercambiador de calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

Los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo son: flujo paralelo, contraflujo, flujo cruzado. Los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcaza, placas. Se presentan también los intercambiadores de paso simple, de múltiples pasos, intercambiador de calor regenerador e intercambiador de calor no regenerativo.

Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

• Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.

• Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.

• Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.

• Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.

• Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

3.3 Termodinámica

El origen etimológico de la palabra termodinámica se encuentra en el latín. Más concretamente, está conformada por la unión de tres partes claramente diferenciadas: el vocablo thermos que viene a definirse como “caliente”, el sustantivo dinamos que es equivalente a “fuerza” o a “poder”, que puede determinarse que significa “relativo a”.

Se identifica con el nombre de termodinámica a la rama de la física que hace foco en el estudio de los vínculos existentes entre el calor y las demás variedades de energía. Analiza, por lo tanto, los efectos que poseen a nivel macroscópico las modificaciones de temperatura, presión, densidad, masa y volumen en cada sistema.

3.3.1 Leyes de la termodinámica

3.3.1.1 Ley Cero de la Termodinámica

A esta ley se le llama de "equilibrio térmico". El equilibrio térmico debe entenderse como el estado en el cual los sistemas equilibrados tienen la misma temperatura. Esta ley dice "Si dos sistemas A y B están a la misma temperatura, y B está a la misma temperatura que un tercer sistema C, entonces A y C están a la misma temperatura".

3.3.1.2 Primera Ley de la Termodinámica:

Esta primera ley, y la más importante de todas, también conocida como principio de conservación de la energía, dice: "La energía no puede ser creada ni destruida, sólo puede transformarse de un tipo de energía en otro".

3.3.1.3 Segunda Ley de la Termodinámica

La segunda ley dice que "solamente se puede realizar un trabajo mediante el paso del calor de un cuerpo con mayor temperatura a uno que tiene menor temperatura". Al respecto, siempre se observa que el calor pasa espontáneamente de los cuerpos calientes a los fríos hasta quedar a la misma temperatura.

3.3.1.4 Tercera Ley de la Termodinámica

El tercer principio de la termodinámica afirma que "el cero absoluto no puede alcanzarse por ningún procedimiento que conste de un número finito de pasos. Es posible acercarse indefinidamente al cero absoluto, pero nunca se puede llegar a él".

3.4 Transferencia de calor

La transferencia de calor es el paso de energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura. Cuando un cuerpo, por ejemplo, un objeto sólido o un fluido, está a una temperatura diferente de la de su entorno u otro cuerpo, la transferencia de energía térmica, también conocida como transferencia de calor o intercambio de calor, ocurre de tal manera que el cuerpo y su entorno alcancen equilibrio térmico. La transferencia de calor siempre ocurre desde un cuerpo más caliente a uno más frío, como resultado del segundo principio de la termodinámica. Cuando existe una diferencia de temperatura entre dos objetos en proximidad uno del otro, la transferencia de calor no puede ser detenida; solo puede hacerse más lenta.

3.4.1 Conducción

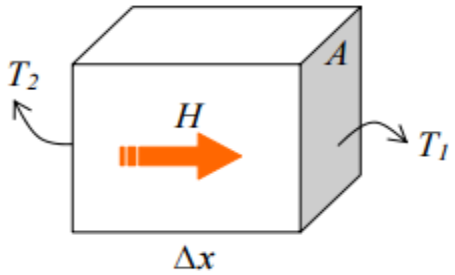


Figura 3.4 representación de conducción de calor

La conducción es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas. Los mejores conductores de calor son los metales.

La conducción de calor sólo ocurre si hay diferencias de temperatura entre dos partes del medio conductor. Para un volumen de espesor Δx, con área de sección transversal A y cuyas caras opuestas se encuentran a diferentes T1 y T2, con T2 > T1, se encuentra que el calor ΔQ transferido en un tiempo Δt fluye del extremo caliente al frío. Si se llama H (en Watts) al calor transferido por unidad de tiempo, la rapidez de transferencia de calor H = ΔQ/Δt, está dada por la ley de la conducción de calor de Fourier.

$$H = \frac{dQ}{dT} = -KA\frac{dT}{dx} \qquad \textbf{Ec. 3.1}$$

Donde k (en W/mK) se llama conductividad térmica del material, magnitud que representa la capacidad con la cual la sustancia conduce calor y produce la consiguiente variación de temperatura; y dT/dx es el gradiente de temperatura.

3.4.2 Convección

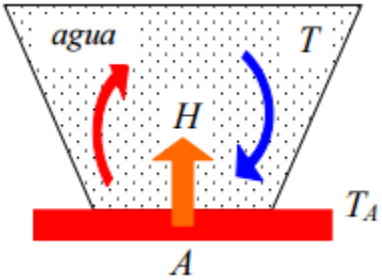


Figura 3.5 Representación de convección de calor

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

Un modelo de transferencia de calor H por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

$$H = h * A(TA - T) \qquad \textbf{Ec. 3.2}$$

Donde h se llama coeficiente de convección, en W/ (m2K), A es la superficie que entrega calor con una temperatura TA al fluido adyacente, que se encuentra a una temperatura T.

3.4.2.1 Relaciones para la Convección Natural.

En Transferencia de Calor por convección natural, el coeficiente convectivo h depende de la orientación y geometría de la superficie sólida con respecto al fluido de trabajo.

A continuación se exponen expresiones experimentales sugeridas por algunos autores para el diseño de equipos de Transferencia de Calor.

3.4.2.2 Flujo Laminar.

Una ecuación para el coeficiente promedio de Transferencia de Calor es la recomendada por Mc. Adams:

$$Nu_D = 0.53(Gr_D * Pr)^{\frac{1}{4}}, cilindros\ horizontales \qquad \textbf{Ec. 3.3}$$

$$Nu_D = 0.59(Gr_L * Pr)^{\frac{1}{4}}, cilindros\ verticales \qquad \textbf{Ec. 3.4}$$

Estas correlaciones son válidas cuando: 104< GrD*Pr < 109

3.4.2.3 Flujo Turbulento.

Para el caso en que el flujo es turbulento, Mc.Adams, sugiere las siguientes expresiones para el cálculo del número de Nusselt:

$$Nu_D = 0.13(Gr_D * Pr)^{\frac{1}{3}}, cilindros\ horizontales \qquad \textbf{Ec. 3.5}$$

$$Nu_D = 0.13(Gr_L * Pr)^{\frac{1}{3}}, cilindros\ verticales \qquad \textbf{Ec. 3.6}$$

Estas relaciones son válidas para el rango: 109< Gr_D*Pr < 1012

Para las ecuaciones anteriores, se deben evaluar las propiedades del fluido a la temperatura de película (T_p), que se define como:

3.4.3 Relaciones para Convección Forzada en tuberías.

3.4.3.1 Flujo Laminar.

Se tiene flujo laminar cuando el número de Reynolds es menor a 2100.

A partir de las ecuaciones del movimiento y energía para flujo estable totalmente desarrollado, para el caso de flujo laminar con Transferencia de Calor simétrica en el cual se desprecia la conducción axial comparada con la correspondiente en la dirección radial se determina el número de Nusselt. Existen dos formas de análisis:

Flujo de calor superficial constante, para flujo laminar totalmente desarrollado en la tubería (L / D >> 60) el número de Nusselt es constante e igual a:

$$Nu_D = \frac{h * D}{k} = 4.364 \qquad \textbf{Ec. 3.7}$$

Se llega a este valor luego de resolver la ecuación de energía del perfil de temperaturas.

Temperatura superficial constante, el número de Nusselt luego de realizar el desarrollo matemático de la ecuación del perfil de temperaturas completamente desarrollado y por medios iterativos se llega a:

$$Nu_D = 3.658 \qquad \textbf{Ec. 3.8}$$

Los valores del número de Nusselt para secciones que no son circulares, al menos en una primera aproximación mediante el uso de un diámetro efectivo como longitud característica. A este se le denomina diámetro hidráulico y se define como:

$$D_h \equiv \frac{4 * A_c}{P} \qquad \textbf{Ec. 3.9}$$

Donde:

Ac = área de la sección transversal, [m2]

P = perímetro mojado, [m]

3.4.3.2 Flujo Turbulento.

Se tiene flujo turbulento cuando el número de Reynolds es mayor a 10000.

Una expresión de frecuente uso para el flujo en tuberías es la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu_D = 0.023 * Re_D^{0.8} * Pr^n \qquad \textbf{Ec. 3.10}$$

Donde:

0.7 < Pr < 100

L / D > 60

n = 0.3 si se está enfriando el fluido y n = 0.4 si se está calentando el fluido.

Tabla 3.1 Números de Nusselt y Factores de Fricción para flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diferente sección transversal.

Sección Transversal	$\frac{b}{a}$	$Nu_h \equiv \frac{h * D_h}{k}$		$f\,Re_{D_h}$
		(q_s'' uniforme)	(T_s uniforme)	
	--	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	--	3.11	2.47	53

Flujo en la zona de transición (laminar – turbulento).

Cuando el número de Reynolds está comprendido entre 2100 < Re < 10000, no es posible determinar si el flujo es laminar o turbulento, cuando esto ocurre el número de Nusselt es evaluado mediante la expresión:

$$Nu = 0.116 * [Re - 125] * Pr^{\frac{1}{3}} * \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right] \qquad \textbf{Ec. 3.11}$$

3.5 Coeficiente global de transferencia de calor.

Un elemento fundamental, y con frecuencia el más incierto en cualquier análisis de intercambiador de calor es la determinación del coeficiente global de Transferencia de Calor (U). Este coeficiente se define en términos de la Resistencia térmica total para la Transferencia de Calor entre dos fluidos:

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U * A} \qquad \textbf{Ec. 3.12}$$

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La acumulación de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la resistencia a la Transferencia de Calor entre fluidos. Este efecto se puede tratar mediante la introducción de una resistencia térmica adicional, denominada factor de impureza, R .10 Su valor depende de la temperatura de operación, velocidad del fluido, y tiempo de servicio del intercambiador de calor Además, se sabe que al aumentar superficies extendidas a uno o ambos fluidos y que, al ampliar el área superficial, reducen la resistencia a la Transferencia de Calor por convección. En consecuencia, con la inclusión de impurezas en la superficie y los efectos de superficies extendidas, el coeficiente global se puede expresar como:

$$\frac{1}{U*A}=\frac{1}{U_c*A_c}=\frac{1}{U_h*A_h}=\frac{1}{(\eta_o hA)_c}+\frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c}+R_w+\frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h}+\frac{1}{(\eta_o hA)_h} \qquad \textbf{Ec. 3.13}$$

Donde c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente. Notar que el cálculo del producto UA no requiere la designación del lado caliente o frío. Sin embargo, el cálculo de un coeficiente global depende de si se basa en el área de superficie del lado frío o caliente, pues Uc Uh si Ac Ah. Para intercambiadores de calor tubulares, sin aletas, la ecuación se reduce a:

$$\frac{1}{U*A}=\frac{1}{U_i*A_i}=\frac{1}{U_o*A_o}=\frac{1}{h_iA_i}+\frac{R''_{f,i}}{A_i}+\frac{\ln\left(D_o/D_i\right)}{2\pi kL}+\frac{R''_{f,o}}{A_o}+\frac{1}{h_oA_o} \qquad \textbf{Ec. 3.14}$$

3.6 Intercambiador de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas son ideales para aplicaciones en las que los fluidos tienen una viscosidad relativamente baja y no contienen partículas. Además son una elección ideal donde existe un pequeño salto térmico entre la temperatura de salida del producto y la temperatura de entrada del servicio. Los intercambiadores de calor a placas consisten en delgadas planchas corrugadas, empaquetadas (gásquet / desmontables con juntas) o bien soldadas con Cobre. Las placas son apretadas unas contra otras formando el paquete de placas dentro de un bastidor, en el que el flujo de producto se encuentra en canales alternos y el servicio entre los canales del producto.

Los intercambiadores de placas compactos diseñados son de construcción de alta calidad y diseñados para una inspección sencilla. Las unidades se presentan con placas de acero inoxidable AISI 304 / 316 y juntas EPDN como standard, con otros materiales también disponibles dependiendo del medio a procesar. Las juntas se organizan de modo que los dos medios (producto y servicio) se encuentren en los canales alternos creados por las placas. Un doble sello asegura que si cualquiera de los fluidos fuga, pase directamente a la atmósfera, evitándose la contaminación cruzada.

Como el patrón de espiga apunta en direcciones opuestas se alcanza un gran número de puntos de apoyo, creándose un enrejado en cada canal. Esto proporciona un alto nivel de turbulencia, lo cual ayuda a alcanzar un alto coeficiente de intercambio térmico.

3.6.1 Partes que integran el intercambiador de calor de placas

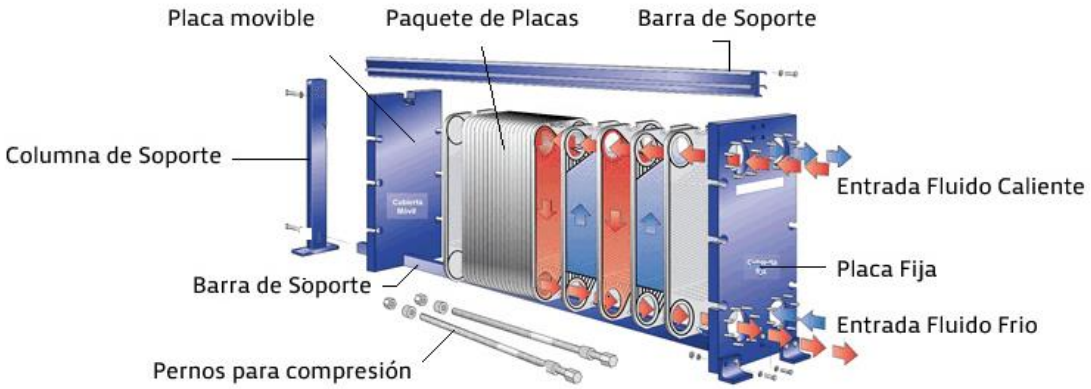


Figura 3.6 Partes de un intercambiador de calor de placas

- Placas de intercambio de calor:

La excelencia en la fabricación de las placas intercambiadoras de calor proporciona eficiencia, bajo mantenimiento y larga vida. Están fabricadas en acero inoxidable para trabajo pesado.

- Sistema de alineación de cerradura:

Una cerradura especial mantiene las placas fijas, perfectamente alineadas y selladas, incluso a altas presiones de operación.

- Sistema de sellado de Placas:

El Intercambiador de placas maneja un sistema de sellado positivo, con empaques a presión, sin pegamento.

- Armazón de trabajo pesado:

El armazón de trabajo pesado proporciona una presión uniforme al conjunto de placas, por lo que no necesita refuerzos de soldadura. Además es fácil de abrir para realizar el mantenimiento.

- Construcción flexible:

El Intercambiador de placas es fácil de ensamblar y se puede expandir fácilmente gracias a su construcción a base de atornillamiento.

- Cubierta protectora:

La cubierta protectora del intercambiador de placas cumple todos los requerimientos.

3.6.2 Ventajas del intercambiador de calor a placas

- Diseño compacto:

El Intercambiador de Placas es ligero y utiliza un espacio muy limitado, por lo que es fácil de transportar, manipular e instalar.

- Alta eficiencia en la transferencia de calor:

El flujo dentro del intercambiador trabaja en direcciones opuestas para una mayor eficiencia en la transferencia de calor.

- No hay contaminación cruzada:

Los conductos interiores están aislados individualmente, y los espacios entre ellos son huecos con ventilación exterior, por lo que no hay contaminación cruzada del fluido.

- Bajo volumen de retención:

Gracias a su diseño el Intercambiador proporciona tiempos de respuesta cortos y permite un control de proceso muy preciso.

- Acumulación de suciedad al mínimo:

El flujo constante y turbulento del fluido produce un efecto depurador que minimiza la acumulación de suciedad.

- Mantenimiento fácil:

Gracias a su diseño, el Intercambiador de Placas puede abrirse fácilmente para realizar el mantenimiento. No es necesario quitar la tubería para abrir la unidad.

- Versatilidad:

Se pueden operar con múltiples secciones de placas con divisiones.

- Expansibilidad:

Para expandir la capacidad del Intercambiador de Placas, solo es necesario quitar los tornillos de compresión y agregar las placas necesarias.

- Ahorro de agua:

El Intercambiador de Placas economiza el agua de enfriamiento y puede trabajar incluso con agua de baja calidad.

- Mayor eficiencia en el intercambio de calor:

El Intercambiador de Placas necesita menos área de trabajo que un intercambiador de "casco y tubos".

3.7 métodos de cálculo térmico.

Para el diseño del intercambiador de calor de placas se utiliza una aproximación que emplea el método de la diferencia efectiva de temperaturas. A continuación se describe este procedimiento.

3.7.1 método de la diferencia de temperaturas.

3.7.1.1Flujo de calor.

El flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse, como:

$$Q = U * A * \Delta T_m \qquad \textbf{Ec. 3.15}$$

Donde:

U = coeficiente global de Transferencia de Calor, [W/m2*K]

A = área total de transferencia, [m2]

Tm = diferencia de temperaturas, [ºC]

Para el calor cedido o ganado por los fluidos se usa:

$$Q = (\dot{m} * Cp)_{c,f} \Delta T \qquad \textbf{Ec. 3.16}$$

Donde m es el flujo ya sea del fluido caliente o frío, así como cp. Mientras que T es la diferencia de temperaturas entre la salida y la entrada o viceversa.

3.7.1.2 Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT).

En el intercambiador de calor, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos no es constante. Para el cálculo de la diferencia se hace uso de la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT), que viene expresada en función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \qquad \textbf{Ec. 3.17}$$

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con fluidos en contracorriente, de modo que la expresión utilizada es:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \qquad \textbf{Ec. 3.18}$$

Donde:

$T_{h,i}$ = temperatura de entrada del fluido caliente, [ºC]

$T_{h,o}$ = temperatura de salida del fluido caliente, [ºC]

$T_{c,i}$ = temperatura de entrada del fluido frío, [ºC]

$T_{c,o}$ = temperatura de salida del fluido frío, [ºC]

Cuando se tiene doble paso no se puede configurar como contracorriente puro, ya que se intercambia calor una parte en contracorriente y otra como flujos paralelos. En este caso, la expresión de la diferencia media logarítmica de temperatura utilizada también es la ecuación 3.17, tal y como se hace en los de carcasa-tubos con dos pasos por tubo y uno por carcasa.

3.7.1.3 Factor de Corrección

Los canales de los extremos del intercambiador presentan la mitad de superficie de transferencia de los canales interiores y por tanto transfieren menos calor. Esto provoca

que la efectividad sea algo menor que la que se predice mediante el uso de la diferencia media logarítmica de temperatura. En la ecuación 3.15, es necesario introducir un factor de corrección F (0< F <1), con esto se tiene que la Transferencia de Calor es:

$$Q = U * A * \Delta T_m = U * A * F * \Delta T_{ml} \qquad \textbf{Ec. 3.19}$$

El efecto de la disminución de la efectividad, debido a que la superficie de transferencia de los canales exteriores es menor que la de los interiores es importante cuando se trata con intercambiadores cuyo número de placas es menor que 20. En estos es necesario el cálculo del factor F para poder utilizar la diferencia media logarítmica de temperatura como modelo de la diferencia efectiva de temperaturas. Para aquellos cuyo número de placas es superior a 20, los efectos de los extremos dejan de ser significativos y pueden ser despreciados. En este último caso no es necesario el cálculo del factor F y se puede tomar un valor de F = 1. De este modo queda que:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} \qquad \textbf{Ec. 3.20}$$

3.7.2 Área de Transferencia.

De la ecuación 3.19 se puede encontrar el área de transferencia:

$$Q = U * A * \Delta T_m \rightarrow A = \frac{Q}{U * \Delta T_m} \qquad \textbf{Ec. 3.21}$$

Además, en el área de transferencia hay que tener en cuenta el área total de las placas incluyendo las ondulaciones, o bien, el área proyectada. La diferencia entre ambos criterios puede ser de hasta un 50% mayor para el primer caso. Por simplicidad, A se considera al área proyectada de modo que vendrá definida por la expresión:

$$A = N * a = N * L * W \qquad \textbf{Ec. 3.22}$$

Donde:

N = número de placas útiles para transferir calor (forman el intercambiador)

a = área proyectada de una placa, [m2]

L = altura de las placas (en la dirección del flujo), [m]

W = ancho de placas, [m]

Como A es la superficie efectiva de transferencia se debe tener en cuenta que las placas de los extremos no son útiles para la Transferencia de Calor de manera que no se incluirán a la hora del cálculo del área total. Además los valores de L y W no son los valores de las dimensiones totales sino la altura y ancho efectivo de cada placa, es decir, tan solo se tiene en cuenta el área de cada placa que pone en contacto ambos fluidos. Esto es debido a que en la placa existen diversos orificios de entrada y salida de los fluidos, para el paso de las barras que hacen presión manteniendo juntas las placas, y zonas donde los fluidos no están puestos en contacto a través de la propia placa. Estos valores se pueden observar en la figura 3.31.

3.7.3 Número de placas.

Con el área A se puede determinar el número de placas N necesarias para esas condiciones:

$$N = \frac{A}{A_p} \qquad \textbf{Ec. 3.23}$$

Donde Ap es el área por placa que se tiene como dato inicial para el cálculo. Con el número de placas es indispensable obtener el número de veces que el fluido pasa por las placas del intercambiador.

$$No.veces\ pasa\ fluido = \frac{N+1}{2} = n$$ **Ec. 3.24**

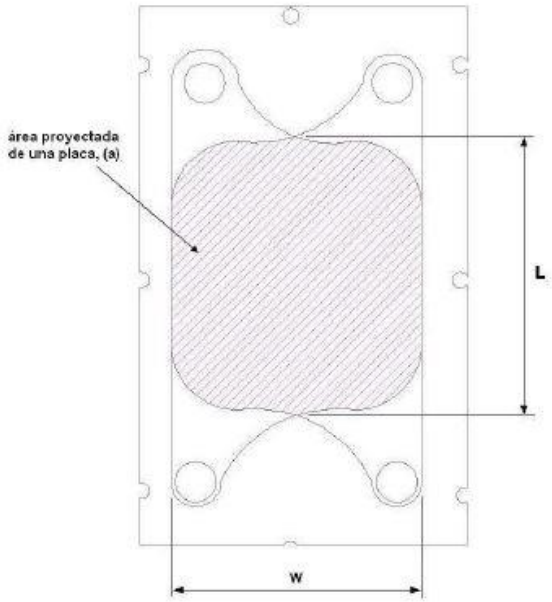


Figura 3.7 Área total y área proyectada de la

3.7.4 Coeficiente de convección, (h).

3.8.4.1 Método gráfico por correlaciones.

El coeficiente de convección es función de las propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se puede calcular a partir de correlaciones o bien se puede obtener de manera aproximada de gráficas como en las figuras 3.24 y 3.25 (exclusivas para placas de pequeño tamaño).

Las diferencias entre ambas gráficas son debidas al tipo de ondulaciones.

Mientras la primera es para placas con ondulaciones horizontales, la segunda es para placas con ondulaciones tipo “V”.

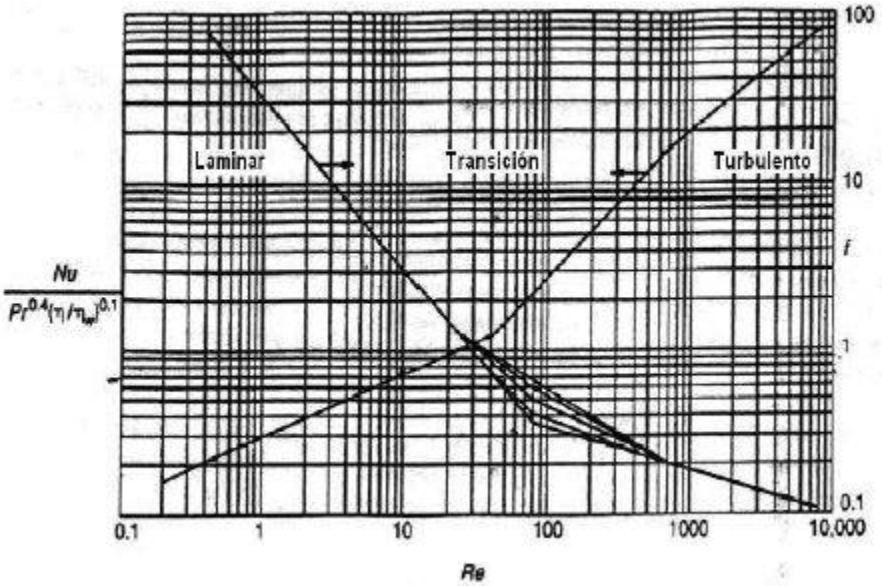


Figura 3.8 Área total y área proyectada de la

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma f (Nu, Re, Pr) = 0. Para este tipo de intercambiadores es ampliamente utilizada la expresión:

$$Nu = C * \mathrm{Re}^{m} * \mathrm{Pr}^{n} \qquad \textbf{Ec. 3.25}$$

Donde los valores de n, m y C dependen de las características del flujo (laminar o turbulento,...), siendo el Re:

$$\mathrm{Re} = \frac{u * l_c * \rho}{\mu} \qquad \textbf{Ec. 3.26}$$

Donde:

l_c= longitud característica del canal, [m]

p = densidad del fluido, [kg/m3]

u = velocidad del fluido, [m/s]

μ= viscosidad del fluido, [N*s/m2]

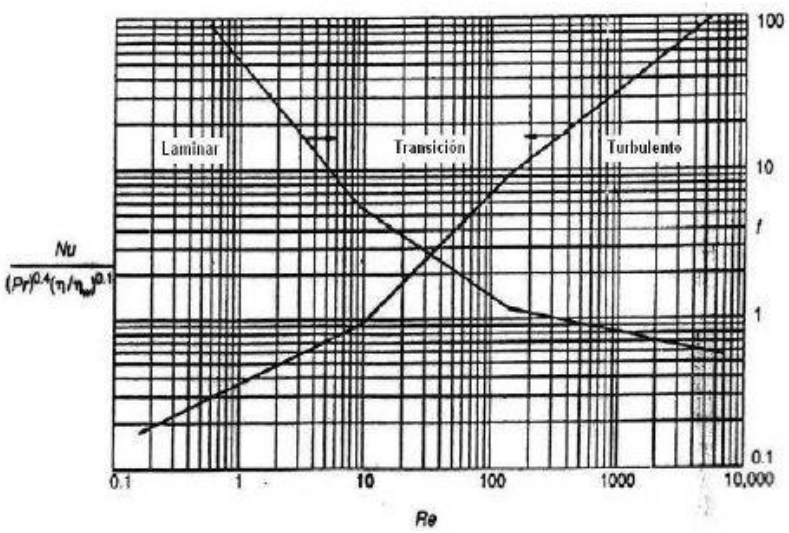


Figura 3.9 correlaciones de transferencia de calor de una placa pequeña con geometría tipo V

Las propiedades físicas de los fluidos se determinan para el valor medio de la temperatura de cada uno.

Los intercambiadores de placas se caracterizan por poseer unas ondulaciones que provocan turbulencias en el fluido mejorando la Transferencia de Calor. En régimen turbulento una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0.4 * \Pr^{0.4} * \mathrm{Re}^{0.64} \qquad \textbf{Ec. 3.27}$$

En función del número adimensional Nu (Nusselt) se obtiene el coeficiente de convección de ambos fluidos.

$$Nu = \frac{h * l_c}{K} \rightarrow h = \frac{Nu * K}{l_c} \qquad \textbf{Ec. 3.28}$$

K = conductividad del fluido, [w/m*ºK]

l_c = longitud característica, [m]

El coeficiente de Transferencia de Calor como se conoce depende de los números de Reynolds (Re), Prandtl (Pr), el caudal y las propiedades físicas del fluido a una temperatura promedio de entrada y salida.

Mediante la siguiente relación también se puede determinar el coeficiente h:

$$h = \frac{G * j_H * Cp}{\Pr^{2/3}}$$ **Ec. 3.29**

Donde G es la velocidad de masa del fluido, jH es un factor de Transferencia de

Calor.

Inicialmente se debe tener la cantidad de flujo que atraviesa en cada lado del intercambiador (uno para el caliente y otro para el frío)

$$W = \frac{\dot{m}}{n}$$ **Ec. 3.30**

Una vez conocido W se tiene la velocidad de masa del fluido G:

$$G = \frac{W}{A_c}$$ **Ec. 3.31**

Donde Ac es el área de la sección transversal, esta se obtiene:

$$A_c = a * c$$ **Ec. 3.32**

Donde a es el ancho efectivo de la placa y c es el espesor del empaque (espacio vacío).

Al trabajar con fluidos se tienen los números de Reynolds y Prandtl, los cuales se

$$\mathrm{Re} = \frac{G * l_c}{\mu}$$ **Ec. 3.33**

Determinan con:

Donde lc es la longitud característica y el valor de esta se encuentra con la ecuación 3.37 El mide la viscosidad del fluido, se obtiene del anexo E.

$$\Pr = \frac{\mu * Cp}{K}$$ **Ec. 3.34**

Donde Cp es el calor específico y K la conductividad del fluido, encontrados a una temperatura promedio. Tanto Cp, y K se encuentran en el anexo E.

Finalmente se obtiene el factor de Transferencia de Calor jH con:

$$j_H = a' \mathrm{Re}^{b'} \qquad \textbf{Ec. 3.35}$$

Donde a' y b' son constantes que se encuentran en la tabla No.3.2.

Tabla 1 .2 constantes a y b para un intercambiador de calor de placas

Ondulaciones	Re	a'	b'	Re	a'	b'
Planas	≤ 70	1.416	- 0.77	≥ 1000	0.178	- 0.24
Horizontales	≤ 150	0.421	- 0.50	≥ 300	0.378	- 0.39
Tipo V	≤ 25	0.755	- 0.54	≥ 40	0.52	- 0.39

3.7.4.2 Efecto de las ondulaciones

Los intercambiadores de placas se caracterizan porque presentan unas ondulaciones que mejoran la Transferencia de Calor. Esta mejora es debida a la creación de turbulencias y al aumento en el área de transferencia respecto al caso en que las placas fueran planas. Por tanto, al calcular el área efectiva de transferencia es necesario considerar el aumento debido al efecto de las ondulaciones. Se trabaja con el área proyectada pero aplicando un factor de corrección para calcular los coeficientes de convección como se ha expuesto anteriormente.

La correlación de la ecuación 3.36 se utiliza para un ángulo formado por los canales (que se conforman con las ondulaciones) de 30º. El factor de corrección es la relación entre el coeficiente de convección para el ángulo de 30º y el coeficiente de convección para el ángulo considerado.

Su cálculo se puede realizar gráficamente, obteniendo directamente la relación h /h30º (en la gráfica de la figura 3.10, el coeficiente de convección h se indica por α).

$$h^* = \frac{h_\beta}{h_{30°}} * h$$

Ec. 3.36

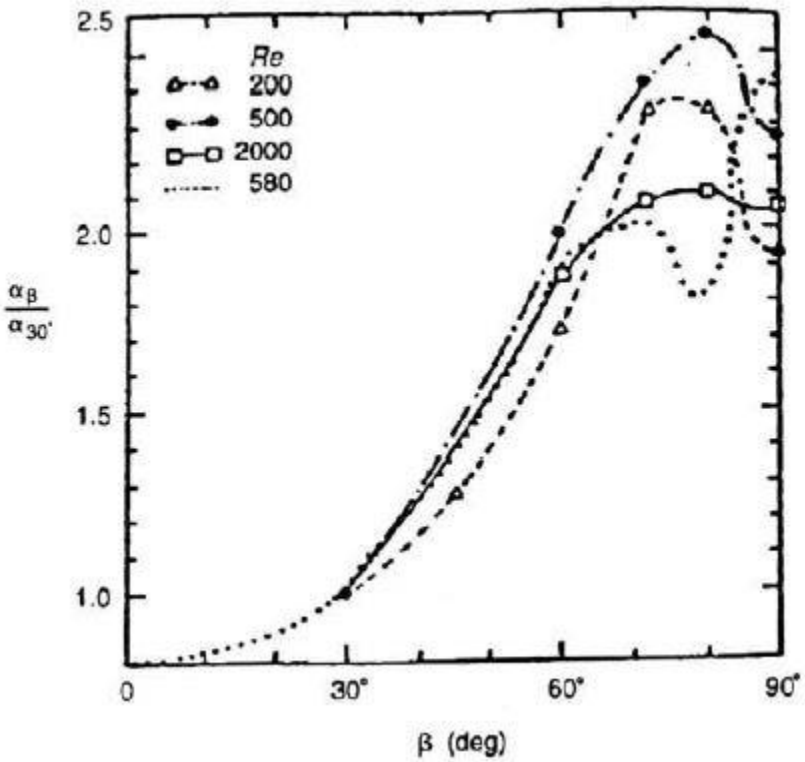


Figura 3.10 influencia del ángulo de corrugación en h

3.7.5 Factor de ensuciamiento.

Los factores de ensuciamiento se generan como consecuencia de los contaminantes que pueden transportar los fluidos. Estos factores varían durante la operación del intercambiador de calor (aumenta a partir de cero, conforme se van acumulando depósitos sobre las superficies). De este modo se va creando una capa entre el fluido y la superficie que va creciendo en espesor generando una resistencia térmica adicional.

Tabla 3.3 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos en los intercambiadores de calor

FLUIDO	ff [m^2-°K/W]
Agua, desmineralizada o destilada	0.0001
Agua de ciudad (suave)	0.0002
Agua de ciudad (dura) para calefacción	0.0005
Torre de enfriamiento	0.0004
Agua de mar (bahía o puerto)	0.0005
Agua de mar (océano)	0.0003
Río, canal, pozo, etc.	0.0005
Chaquetas de motor	0.0006
Gasolina líquida y vapores orgánicos	0.0005
Aceites, lubricantes	0.0002 a 0.0005
Aceite vegetal	0.0002 a 0.0005
Solventes orgánicos	0.0001 a 0.0003
Vapor	0.0001
Procesos en general con fluidos	0.0001 a 0.0006

Los factores de ensuciamiento son valores determinados de forma empírica y se encuentran tabulados en tablas con resultados promedios. Estos se encuentran en tabla 3.3

3.7.6 Longitud característica, (l_c).

Tanto para el cálculo del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt es necesario el cálculo previo de la longitud

característica del canal (también denominado diámetro hidráulico). Se puede obtener por la siguiente expresión.

$$l_c = \frac{4*S_c}{P_c} = \frac{4*b*W}{2*(b+W)} \cong \frac{4*b*W}{2*W} = 2*b \qquad \textbf{Ec. 3.37}$$

Sc = sección transversal del canal, [m2]

Pc = perímetro de la sección del canal, [m]

b = ancho del canal o distancia entre placas, [m]

W = Ancho de placa, [m]

Con la definición dada para la longitud característica se es coherente con el criterio para la elección del área de transferencia como la proyección del área de la placa. Si se elige el área total, incluyendo el aumento del área por efecto de las ondulaciones, es necesario utilizar una expresión que incluya dicho área en la definición de la longitud característica.

$$l_c = \frac{4*S_c}{P_c} * \frac{A_p}{A_r} = 2*b*\frac{A_p}{A_r} \qquad \textbf{Ec. 3.38}$$

Ap = área proyectada de una placa, [m2]

Ar = área real de la placa (incluidas ondulaciones), [m2]

3.7.7 Coeficiente global de Transferencia de Calor

El coeficiente global de Transferencia de Calor U depende de los coeficientes de Transferencia de Calor por convección de los fluidos frío y caliente, y está fuertemente influenciado por la forma de las ondulaciones de las placas. Por su parte el calor es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador.

El coeficiente global de Transferencia de Calor viene dado por la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{t_p}{K_m} + \frac{1}{h_c} + ff_h + ff_c} \qquad \textbf{Ec. 3.39}$$

Donde, hh y hc son coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, Km es la conductividad térmica del material, tp el espesor de placa, ffh y ffc son factores de ensuciamiento de los fluidos caliente y frío.

En la tabla 3.4, se tienen valores del coeficiente global para varias combinaciones de fluidos.

Tabla 3.4 Valores aproximados de coeficientes de transferencia de calor global

COMBINACIÓN DE FLUIDOS	U [W/m^2-°K)
Agua con agua	850 – 1700
Agua con aceite	110 – 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000 – 6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800 – 1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

3.8 Aceros al carbono

El acero al carbono, constituye el principal producto de los aceros que se producen, estimando que un 90% de la producción total producida mundialmente corresponde a aceros al carbono y el 10% restante son aceros aleados. La composición química de los aceros al carbono es compleja, además del hierro y el carbono que no supera el 2%, hay en la aleación otros elementos necesarios para su producción, tales como silicio y manganeso, y hay otros que se consideran impurezas por la dificultad de excluirlos totalmente azufre, fósforo, oxígeno, hidrógeno. El aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción y su dureza, incrementa el índice de fragilidad en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad.

3.8.1 Influencia de los elementos

1-Silicio: Es un elemento desoxidante. No conviene que este en una concentración superior al 0,20% ya que así puede dificultar la operación de soldadura por formación de sílice. A

pesar de que no conviene que el Si este por encima del 0,20%, en algunos aceros al carbono se añade hasta un 0,30%. Esto se hace en aceros al carbono que van a ser modelados El Si da fluidez a los metales fundidos, ayudándolos a llenar los huecos del molde.

2-Azufre: Es un elemento que perjudica mucho a las propiedades del acero. El azufre es prácticamente insoluble en Fe metálico de forma que forma un eutéctico a 988 ºC, que es responsable de la fragilidad el caliente de los aceros. Para luchar contra esto añadimos manganeso para que en vez de formarse FeS se forme sulfuro de manganeso. Este sulfuro de manganeso pasa con facilidad a la escoria básica y el que no queda en el acero formando inclusiones que incluso ayudan al acero a aumentar su maquinabilidad.

3-Manganeso: Es un desoxidante y también desulfurante. Forma sulfuro de manganeso evitando la fragilidad en caliente de los aceros como ya se dijo anteriormente.

4-Fósforo: Es un elemento que aumenta la fragilidad de los aceros sobre todo en la ferrita, la martensita y constituyentes del revenido en aceros. Tiene tendencia a la segregación dando lugar a una segregación complementaria de carbono. Cuando aparece en más de un 1% de fósforo puede precipitar en Fe3P. El carbono se deposita en las zonas donde hay poco fósforo. Así, en las zonas donde hay poco carbono tienen una estructura ferrifica (zona blanca) y donde se concentra más hay una estructura perlitica (zona oscura). Este fenómeno, que se conoce con el nombre de bandas fantasmas, no es bueno ya que ya que se obtiene un acero con propiedades distintas en función de la zona.

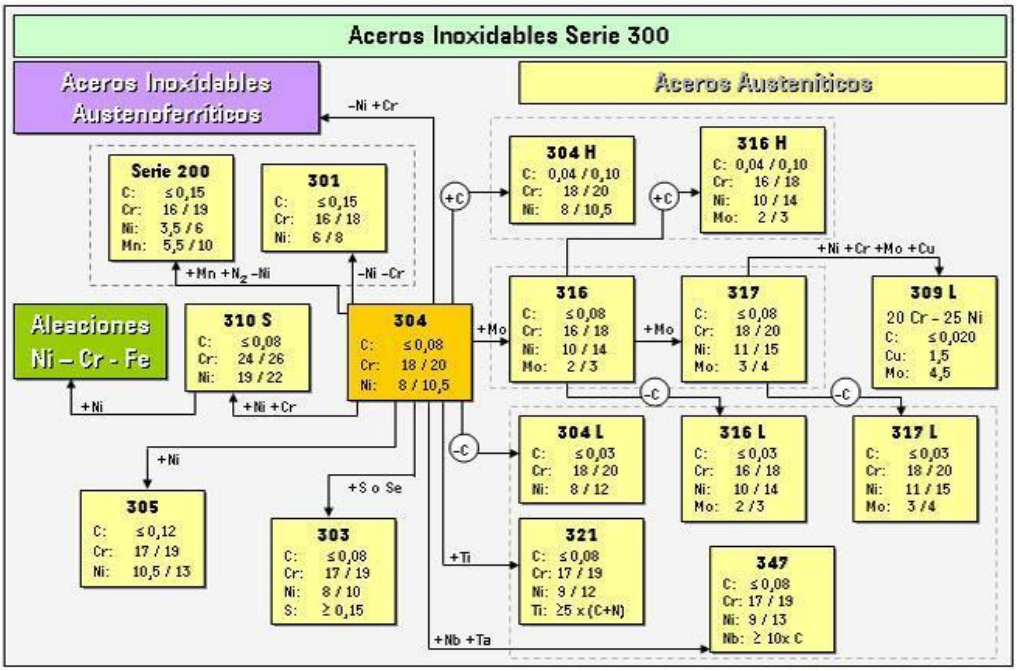


Figura 3.11 Aceros inoxidables serie 300

3.9 Clasificación de los aceros inoxidables según Norma AISI

Los aceros inoxidables según su estructura cristalina se clasifican en:

- Aceros Martensíticos
- Aceros Ferríticos
- Aceros Austeníticos
- Aceros Austenoferriticos

Sobre la base de un determinado grado; AISI 420, para los martensíticos; AISI 430 para los ferríticos, AISI 304 y AISI 316 para los austeníticos y para los Austenoferriticos: AISI 201 y AISI 202; modificando uno o varios elementos de Aleación obtenemos distintos grados dentro del mismo grupo aptos para Mejorar algunas propiedades y/o usos.

En este cuadro podemos destacar la serie 200 una alternativa al acero Inoxidable clásico AISI 304 que está revolucionando el mercado Metalúrgico Se trata de los Aceros

Inoxidables de la Serie 200, con unos contenidos de Níquel de entre el 1% y el 4% combinados en Aleaciones de Cromo al Manganeso.

En un momento como el actual, en el que el precio del Níquel está elevándose sin previo aviso, los costes de los aceros inoxidables han sufrido unos incrementos muy fuertes que hacen que los costes de materias primas para los fabricantes de estos productos se disparen. En muchos casos afectan incluso la rentabilidad de los fabricantes de ollas, electrodomésticos, instalaciones industriales, construcción y todos aquellos sectores en los que el acero inoxidable está presente.

Es en este momento cuando es necesario encontrar otras opciones que mantengan calidad y prestaciones pero reduciendo los costes. Este es el planteamiento que se presenta con los aceros inoxidables de la serie 200.

El Acero Inoxidable es usado por su resistencia a la oxidación, dureza, higiene y belleza de acabado. Los de la serie 200, usados nulamente hasta ahora, mantienen las mismas propiedades que el AISI 304 (o también conocido como 18/8):

- Resistencia a la oxidación en todos los ambientes excepto en zonas marítimas y zonas altamente contaminadas o en contacto con ácidos y similares.

- Idéntica respuesta mecánica: Soldadura, curvado, cizallado, corte láser, etc.

- Idéntico acabado y estética.

- Gran durabilidad.

La base técnica de estos nuevos Aceros Inoxidables son la combinación del

Níquel (Ni) con el Cromo (Cr) y el Manganeso (Mn). Además de estas aleaciones se corrigen con cobre (Cu) y Nitrógeno (N) para obtener unos materiales con las mejores propiedades. El resultado es un Acero Inoxidable más de un 30% por debajo de los costes actuales.

3.10 Tipos de Aplicación de las diversas calidades de acero inoxidable

AISI 301

Posee finalidad estructural; correas transportadoras; aparatos domésticos; herraje; diafragmas; ornamentos de automóviles, equipos de transporte, aeronaves; herrajes para postes; fijadores (horquillas, cierres, estuches); conjuntos estructurales de alta resistencia que se requiere en los aviones, automóviles, camiones y carrocerías, vagones de ferrocarril.

AISI 304

Electrodomésticos; finalidad estructural; equipos para la industria química y naval; industria farmacéutica, industria de tejidos y papel; refinería de petróleo; permutadores de calor; válvulas y piezas de tuberías; industria frigorífica; instalaciones criogénicas; almacenes de cerveza; tanques de almacenamiento de cerveza; equipos para perfeccionamiento de harina de maíz; equipos para lácteos; cúpula del reactor de usina atómica; tuberías de vapor; equipos y contenedores de fábricas nucleares; partes para almacenes de algunas bebidas carbonatadas; conductores descendientes del agua pluvial; coches de ferrocarril; canalones.

AISI 304L

Recubrimiento para tolvas de carbón; tanques de pulverización de fertilizantes líquidos; tanques de almacenamiento de pasta de tomate; cuando se necesita una menor proporción de carbono que el tipo 301 para restringir la precipitación de carburos que resultan de la soldadura, especialmente cuando las partes no pueden recibir tratamiento térmico después de soldar; vagones de ferrocarril (cuando existe la necesidad de restringir la precipitación de carburos como resultado de la soldadura, sin tratamiento térmico posterior).

AISI 310

Acero refractario para aplicaciones de alta temperatura, como los calentadores de aire; cajas de recocimiento; estufa de secamiento; escudos para caldera de vapor; hornos de fundición; recubrimientos, transportistas y soportes de hornos, intercambiadores de calor,

compuertas de hornos, cilindros de rollos de transportistas, componentes de turbinas, etc.; cajas de cementación, equipos para fábrica de tinta, el apoyo de la bóveda de horno; componentes de turbinas de gas, intercambiadores de calor, las incineradoras, los componentes de quemadores de óleo, equipos de las refinerías de petróleo, recuperadores; tubería de sopladores de hollín, placas de horno, chimeneas y compuertas de chimeneas de hornos; conjuntos de diafragma de los bocales para motores turbo jet; cubas para cristalización de nitrato; equipos para fábrica de papel.

AISI 316

Piezas que demandan alta resistencia a la corrosión localizada; equipo de las industrias química, farmacéutica, textil, petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas; diversas piezas y componentes utilizados en construcción naval; equipos criogénicos; equipos de procesamiento de película fotográfica; cubas de fermentación; instrumentos quirúrgicos.

AISI 316L

Piezas que demandan alta resistencia a la corrosión localizada; equipo de las industrias química, farmacéutica, textil, petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas; cubas de fermentación; piezas de válvulas; tanques; agitadores y evaporadores, condensadores; piezas expuestas al ambiente marítimo etc.; piezas de válvulas; bombas; cuando se necesita una menor proporción de carbono que el tipo 304 para restringir la precipitación de carburos que resultan de la soldadura, especialmente cuando las partes no pueden recibir tratamiento térmico después de soldar; adornos; tanques soldados de almacenamiento de productos químicos y productos orgánicos; bandejas, recubrimiento para hornos de calcinación.

AISI 316Ti

Mejor resistencia a la temperatura y la mecánica que el 316L - equipos para industrias químicas y petroquímicas.

3.11 Materiales usados como sellados

Goma de nitrilo butadieno (NBR)

Elastómero

La goma de nitrilo, también denominada Buna-N, Perbunan o NBR, es un copolímeros de goma sintética formada por acrilonitrilo (ACN) y butadieno.

La goma de nitrilo butadieno constituye una familia de copolímeros insaturados de 2-propanonitrilo y diversos monómeros de butadieno (1,2-butadieno y 1,3-butadieno). Aunque sus propiedades físicas y químicas presentan diferencias en función del contenido en nitrilo del polímero, esta forma de goma sintética suele ser resistente al aceite, al combustible y a otras sustancias químicas (a mayor contenido en nitrilo del polímero, mayor resistencia a aceites, pero menor flexibilidad del material).

Se utiliza en los sectores aeronáuticos y de la automoción para la fabricación de mangueras para aceite y combustible, juntas y ojales, así como en el sector nuclear para la fabricación de guantes protectores. La capacidad de la NBR para soportar un intervalo de temperaturas que oscila entre -40 °C y +108 °C (-40 °F y 226 °F) la convierte en el material idóneo para aplicaciones aeronáuticas. El nitrilo butadieno también se utiliza para la fabricación de productos moldeados, calzado, adhesivos, selladores, esponjas, espumas expandidas, alfombrillas y otras capas de revestimiento. Su resiliencia hace de la NBR un material adecuado para guantes desechables de laboratorio, limpieza y exploración.

La goma de nitrilo es más resistente a aceites y ácidos que la goma natural, pero su resistencia y flexibilidad es menor. Sin embargo, los guantes de nitrilo son tres veces más resistentes a la perforación que los guantes de goma natural.

Plancha de EPDM

La plancha de EPDM es una de las más versátiles destacando por su excelente comportamiento en aplicaciones al aire libre. Es altamente resistente al envejecimiento aun estando expuesta a las condiciones externas más agresivas: vapor de agua, rayos ultravioletas, ozono, salitre o climatología extrema.

La plancha de EPDM conserva sus propiedades aún sometida a grandes diferencias de temperaturas. Por ello, su presencia a nivel mundial es constante en la industria en general así como en la construcción o en aplicaciones marinas y de exterior en general.

Propiedades

- Amplio campo de temperaturas de trabajo, entre -45ºC y 120º C
- En ciertas calidades especiales se pude llegar a hasta una temperatura de140ºC

- Excelente resistencia al envejecimiento, a la intemperie y ozono incluso a alta temperatura.
- Pobre adherencia a los metales.
- Resistencia química: resistencia a muchos productos químicos no hidrocarbonados y disolventes. Buena resistencia a productos corrosivos y ácidos no oxidantes. El rendimiento del EPDM con agua caliente y vapor a alta presión es mejor que con calor seco.

CAPÍTULO 4

"MEMORIA DE CALCULO"

4.1 MEMORIA DE CÁLCULO

Para obtener la transferencia de calor que se lleva a cabo en el intercambiador de calor se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_m$$

Donde:

U: es el coeficiente global de transferencia de calor,

A: es el área de transferencia de calor,

ΔT_m: es la diferencia de Temperatura Media Logarítmica y

F: es un factor de corrección de las temperaturas

Considerando los datos del intercambiador de placas, se muestran en la tabla 4.1:

Tabla 4.1 Datos del intercambiador de calor a placas

Material de las placas	Acero inoxidable AISI 316
Longitud de la placa	0.46 m
Ancho de la placa	0.20 m
Espesor de la placa	0.0005 m
Espesor del empaque	0.003 m
Caudal de entrada de agua al intercambiador	0.39216 lt/s
Velocidad del agua	0.03074 m/s
Presión de entrada del agua	285000 pa
Temperatura de entrada del agua	27 $°C$
Temperatura promedio del agua	**56°C**
Presión	285000 pa
Presión de entrada de vapor húmedo	784532 pa
Temperatura de entrada del vapor húmedo	95 $°C$
Temperatura de salida del vapor húmedo	32 $°C$

Propiedades del agua:

Para obtener los datos necesarios y realizar los cálculos del intercambiador de calor se realizó una toma de temperaturas y presiones en el agua que llega en el área de quesería cada hora durante una semana. Se observó que la temperatura y la presión variaban, por lo cual se realizó un promedio y se trabajó con la temperatura y presión promedio, determinando que la temperatura de entrada es de 27°C (Tc,i) y la de salida se requiere a 85°C (Tc,o).

Los datos que se muestran en la tabla 4.2 fueron obtenidos de la tabla A-9.

Tabla 4.2 Propiedades del agua a 56°C

Densidad	$984.82\ kg/m^3$
Conductividad térmica	$0.65\ W/m*K$
Viscosidad dinámica	$0.0004966\ kg/m*s$
Temperatura del vapor húmedo	**95°C**
Presión	$784532\ pa$

$$T = \frac{85 + 27}{2} = 56\ °C$$

Propiedades del vapor húmedo:

Tabla 4.3 Propiedades del vapor húmedo a

Densidad	961.5 kg/m^3
Conductividad térmica	0.677 $W/m * K$
Viscosidad dinámica	0.000297 $kg/m * s$
CP	4.212 $KJ/Kg * K$
Numero de Prandtl	1.85

Flujo de calor

El flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse, como:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_m \qquad \textbf{Ec. 3.19}$$

Donde:

U = coeficiente global de Transferencia de Calor

A = área total de transferencia

ΔT_m= diferencia de temperaturas (al ser diferencia de temperaturas será la misma en las unidades que se encuentre, °C, K, °F)

Para el calor cedido o ganado por los fluidos se usa:

$$\dot{Q} = \dot{m} * CP * \Delta T_m \qquad \textbf{Ec. 3.16}$$

$$\Delta T_m = 85 - 27 = 58$$

$$\dot{Q} = \left(0.39216\frac{Kg}{s}\right) * (4.1834\ KJ/Kg * K) * (58\ K) = 95.1526\ KJ/s$$

Donde:

ṁ: Es el flujo ya sea del fluido caliente o frío

CP: La capacidad calorífica a presión constante

ΔT_m: Es la diferencia de temperaturas entre la salida y la entrada o viceversa

Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT)

En el intercambiador de calor, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos no es constante. Para el cálculo de la diferencia se hace uso de la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT), que viene expresada en función de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con fluidos en contracorriente, de modo que la expresión utilizada es:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c.o}) - (T_{h,o} - T_{c.i})}{\ln(\frac{T_{h,i} - T_{c.o}}{T_{h,o} - T_{c.i}})} \qquad \textbf{\textit{Ec. 3.17}}$$

∴

Con los datos obtenidos en el área de quesería, mostrados en la tabla 4.2 se realizó el siguiente cálculo para determinar la diferencia media logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{(95 - 85) - (32 - 27)}{\ln(\frac{95 - 85}{32 - 27})} = 7.21348$$

Th,i = temperatura de entrada del fluido caliente, [ºC]

Th,o = temperatura de salida del fluido caliente, [ºC]

Tc,i = temperatura de entrada del fluido frío, [ºC]

Tc,o = temperatura de salida del fluido frío, [ºC]

Factor de Corrección

Los canales de los extremos del intercambiador presentan la mitad de superficie de transferencia de los canales interiores y por tanto transfieren menos calor. Esto provoca que la efectividad sea algo menor que la que se predice mediante el uso de la diferencia media logarítmica de temperatura. Es necesario introducir un factor de corrección F (0< F <1), con esto se tiene que la Transferencia de Calor es:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m = UAF\Delta T_m$$

El efecto de la disminución de la efectividad, debido a que la superficie de transferencia de los canales exteriores es menor que la de los interiores es importante cuando se trata con intercambiadores cuyo número de placas es menor que 20. En estos es necesario el cálculo del factor F para poder utilizar la diferencia media logarítmica de temperatura como modelo de la diferencia efectiva de temperaturas. Para aquellos cuyo número de placas es superior a 20, los efectos de los extremos dejan de ser significativos y pueden ser despreciados. En este último caso no es necesario el cálculo del factor F y se puede tomar un valor de F = 1.

$$F = 1$$

De la ecuación de transferencia de calor se puede obtener el área proyectada de transferencia de calor

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U*\Delta T_m} \qquad \textbf{\textit{Ec. 3.21}}$$

Para lo cual se obtendrá primero el coeficiente global de transferencia de calor "U"

De la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{t_p}{k_m} + \frac{1}{h_v} + ff_h + ff_c} \qquad \textbf{Ec. 3.39}$$

El coeficiente global de Transferencia de Calor U depende de los coeficientes de Transferencia de Calor por convección de los fluidos frío y caliente, y está fuertemente influenciado por la forma de las ondulaciones de las placas.

Por su parte el calor es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador.

Se muestran algunos valores de coeficiente global de transferencia de calor en la tabla 4.4:

Tabla 4.4 Valores de los coeficientes globales de transferencia de calor

COMBINACIÓN DE FLUIDOS	U [W/m^2-°K)
Agua con agua	850 – 1700
Agua con aceite	110 – 350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000 – 6000
Condensador de amoniaco (agua en tubos)	800 – 1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250 – 700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25 – 50

En la siguiente tabla se muestran los valores de las propiedades térmicas del acero inoxidable AISI 316L, de donde se tomó el valor de la conductividad térmica que se emplea para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

Tabla 4.5 Propiedades térmicas del acero inoxidable AISI 316L

Propiedades térmicas	
Calor especifico	502 J/Kg*K
Coeficiente de expansión térmica	16-18 x10^{-6} K^{-1}
Conductividad térmica	16.3 W/m*K

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se obtendrán los valores de la transferencia de calor por convección h_a y h_v, para ello realizaremos el siguiente procedimiento:

$$S = \frac{\dot{m}}{n} \qquad \textbf{Ec. 3.30}$$

$$S_a = \frac{\dot{m}_a}{n} = \frac{0.39216\ kg/s}{1}$$

$$S_v = \frac{\dot{m}_v}{n} = \frac{0.359286\ kg/s}{1}$$

Donde ṁ es el flujo másico del agua y del vapor y n es el número de veces que pasara a través del intercambiador, para este diseño se determinó que los fluidos deben pasar una vez por el intercambiador de calor.

$$G = \frac{S}{A_c} \qquad \textbf{Ec. 3. 31}$$

$$G_a = \frac{S_a}{A_c} = \frac{0.39216\ Kg/s}{(0.2\ m)(0.003\ m)} = 653.6\frac{kg}{m^2 * s}$$

$$G_v = \frac{S_v}{A_c} = \frac{0.359286\ kg/s}{(0.2\ m)(0.003\ m)} = 598.81\frac{kg}{m^2 * s}$$

Donde G es la velocidad del flujo másico a través de las placas de agua y de vapor, y $A_c$es el área de sección transversal

Ahora obtendremos la longitud característica del canal o diámetro hidráulico el cual es necesario para cálculos del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt.

$$lc = \frac{4 * S_c}{P_c} = lc = \frac{4 * b * w}{2 * (b + w)} \qquad \boldsymbol{Ec.3.37}$$

$$lc = \frac{4 * b * w}{2 * (b + w)} = \frac{4 * (0.003\, m) * (0.2\, m)}{2 * (0.003 + 0.2)m} = 0.005911\, m$$

Por lo tanto, de los datos que hemos obtenido hasta el momento y de las propiedades del agua y del vapor, podemos realizar el cálculo del número de Reynolds tanto para el vapor como para el agua de la siguiente manera:

$$Re = \frac{G * lc}{\mu} \qquad \boldsymbol{Ec.3.33}$$

$$Re_a = \frac{G_a * lc}{\mu_a} = \frac{(653.6\, \frac{kg}{m^2 * s})(0.005911\, m)}{0.0004966 \frac{kg}{m * s}} = 7779.76$$

$$Re_v = \frac{G_v * lc}{\mu_v} = \frac{(598.81\, \frac{kg}{m^2 * s})(0.005911\, m)}{0.000297 \frac{kg}{m * s}} = 11917.7$$

Para calcular el número de Nusselt usaremos la siguiente ecuación, de este número obtenido podremos determinar si el flujo dentro de las placas es laminar o turbulento, este cálculo también nos permite hacer un análisis acerca de la transferencia de calor que se da dentro del intercambiador de calor:

$$Nu = 0.4 * Pr^{0.4} * Re^{0.64} \qquad \boldsymbol{Ec.3.27}$$

$$Nu_a = 0.4 * Pr^{0.4} * Re^{0.64} = 0.4(3.198)\text{^}0.4(7779.76)\text{^}0.64 = 196.893\ \frac{kg}{m * s}$$

$$Nu_v = 0.4 * Pr^{0.4} * Re^{0.64} = 0.4(1.85)\text{^}0.4(11917.7)\text{^}0.64 = 207.822\ \frac{kg}{m * s}$$

Ya que hemos determindo el numero de Nusselt y de Reynolds podremos de terminar el coeficiente de transferencia de calor por conveccion tanto para el agua como para el vapor y a partir de ahí continuar para determinar el coeficiente global de transferencia de calor

$$h = \frac{Nu * K}{lc} \qquad \boldsymbol{Ec.3.28}$$

Para el agua (h_a) y el vapor (h_v) la transferencia de calor por convección se obtiene de la siguiente manera:

$$h_a = \frac{(196.893\ \frac{kg}{m * s})(0.65 \frac{W}{m * c})}{0.005911\ m} = 21651.2\ \frac{W}{m^2 * K}$$

$$h_v = \frac{(207.822\ \frac{kg}{m * s})(0.677 \frac{W}{m * c})}{0.005911\ m} = 23802.3\ \frac{W}{m^2 * K}$$

De la ecuación de transferencia de calor podemos determinar el área total de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_m}$$

Para poder determinar el área de transferencia de calor, calculamos primero el coeficiente global de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{t_p}{k_m} + \frac{1}{h_v} + ff_h + ff_c}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\frac{21651.2\,W}{m^2 * K}} + \frac{0.0005\,m}{\frac{16.3W}{m * K}} + \frac{1}{\frac{23802.3\,W}{m^2 * K}} + 0.0001\,\frac{m^2 * K}{W} + 0.0001\frac{m^2 * K}{W}}$$

$$U = 3136.03\frac{W}{m^2 * K}$$

De la siguiente tabla se obtienen los valores del factor de ensuciamiento dentro de las placas del intercambiador de calor.

∴ El área total de transferencia de calor se determina de la siguiente manera

$$A = \frac{95.1526KJ/s}{(3136.03)(7.21348)} = 4.20626\,m^2$$

Tabla 4.6 Factores de ensuciamiento para determinados fluidos dentro de los intercambiadores de calor

FLUIDO	ff [m^2-°K/W]
Agua, desmineralizada o destilada	0.0001
Agua de ciudad (suave)	0.0002
Agua de ciudad (dura) para calefacción	0.0005
Torre de enfriamiento	0.0004
Agua de mar (bahía o puerto)	0.0005
Agua de mar (océano)	0.0003
Río, canal, pozo, etc.	0.0005
Chaquetas de motor	0.0006
Gasolina líquida y vapores orgánicos	0.0005
Aceites, lubricantes	0.0002 a 0.0005
Aceite vegetal	0.0002 a 0.0005
Solventes orgánicos	0.0001 a 0.0003
Vapor	0.0001
Procesos en general con fluidos	0.0001 a 0.0006

conocidas de las placas diseñadas se determinara el área de cada placa que estará en contacto con los fluidos calientes y fríos (A_p).

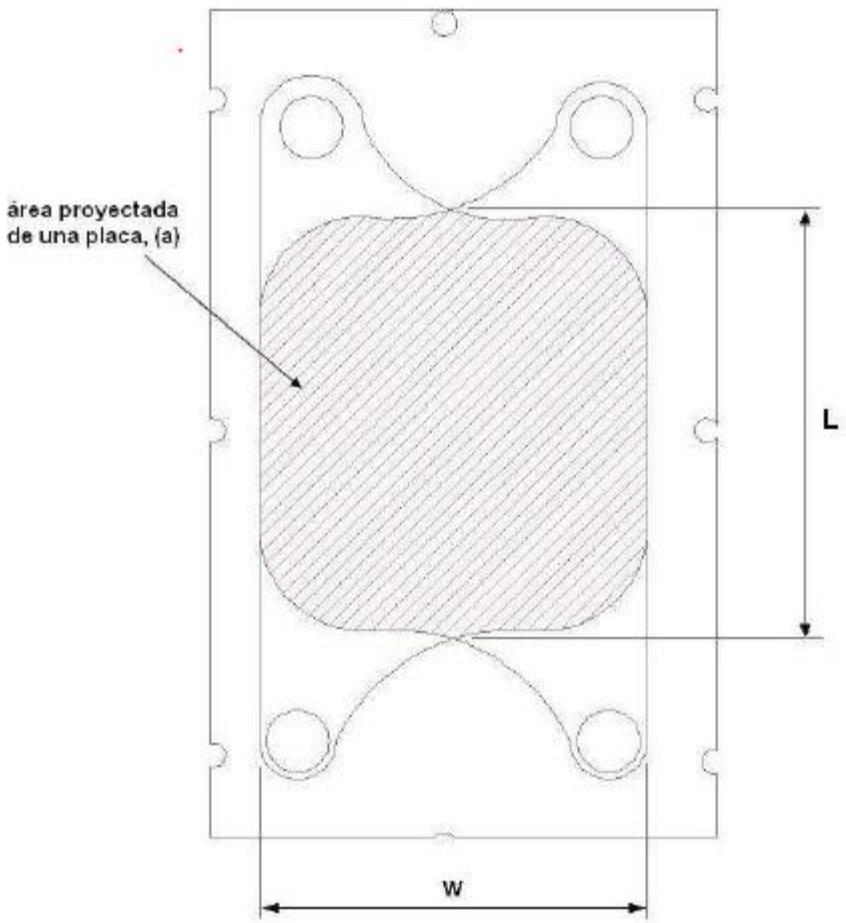


Figura 4.1 Área proyectada por cada placa donde los fluidos pasas a través de esta

$$A_p = W * L$$

$$A_p = (0.2) * (0.46) = 0.092m^2$$

Número de placas.

Con el área total A que se encuentra en contacto con los fluidos, es decir, el área de transferencia que determinamos a partir de la ecuación 3.23, se puede determinar el número de placas N necesarias para esas condiciones:

$$\boldsymbol{N = \frac{A}{A_p}} \qquad \boldsymbol{Ec.\,3.23}$$

$$\boldsymbol{N = \frac{A}{A_p}} = \frac{4.20626\,m^2}{0.092\,m^2} = 45.7202 \approx 46\,placas$$

Las respuestas mostradas a continuación fueron obtenidas a partir del programa en EES, en el cual se introdujeron los datos con los que contábamos a partir de la recaudación de datos en el área de producción:

El programa quedo de la siguiente manera:

```
"Conductividad del acero inoxidable AISI 316"
K_a=16.3 [W/(m*K)]
ff_1=0.0001[(m^2*K)/W]
ff_2=0.0001[(m^2*K)/W]

"Distancia entre las placas"
D_placa=3*(1/1000) [m]

"Longitud de las placas"
L_placa=460*(1/1000) [m]
W_placa=200*(1/1000) [m]
t_placa=0.5*(1/1000) [m]
C_emp=3*(1/1000) [m]

"Flujo masico del agua"
m1_dot=0.39216 [kg/s]

"Flujo masico del vapor de agua"
m2_dot=0.359286 [kg/s]

"Temperatura de entrada y salida del agua"
T_i=27 [°C]
T_f=85 [°C]

"Propiedades del vapor de agua a 95°C"
T_sum=95 [°C]
T_sal=32 [°C]
P_sum=784532 [pa]
D_3=Density(Steam,T=T_sum,P=P_sum)
C_P3=Cp(Steam,T=T_sum,P=P_sum)
K_3=Conductivity(Steam,T=T_sum,P=P_sum)
VIS_3=Viscosity(Steam,T=T_sum,P=P_sum)
P_R3=Prandtl(Steam,T=T_sum,P=P_sum)

"Propiedades del agua a 56°C"
T_m=((T_i+T_f)/2)
P_m=285000 [pa]
D_4=Density(Steam,T=T_m,P=P_m)
C_P4=Cp(Steam,T=T_m,P=P_m)
K_4=Conductivity(Steam,T=T_m,P=P_m)
VIS_4=Viscosity(Steam,T=T_m,P=P_m)
P_R4=Prandtl(Steam,T=T_m,P=P_m)

"Velocidad dentro de la placa"
```

```
V=m1_dot/(D_4*L_placa*W_placa)

"Calculando numero de Reynolds del agua"
S_1=m1_dot/1
G_1=S_1/(W_placa*C_emp)
Re_1=(G_1*L_c)/VIS_4

"Calculando numero de Reynolds del vapor de agua"
S_2=m2_dot/1
G_2=S_2/(W_placa*C_emp)
Re_2=(G_2*L_c)/VIS_3

"Calculando numero de Nusselt del agua"
Nu_1=0.4*(P_R4^(0.4))*(Re_1^(0.64))

"Calculando numero de Nusselt del vapor de agua"
Nu_2=0.4*(P_R3^(0.4))*(Re_2^(0.64))

"Calculando el coeficiente de conveccion del agua"
H_1=(Nu_1*K_4)/L_c

"Calculando el coeficiente de conveccion del vapor de agua"
H_2=(Nu_2*K_3)/L_c

"Calculando el coeficiente global de transferencia"
U=1/((1/H_1)+(t_placa/K_a)+(1/H_2)+ff_1+ff_2)

"Calculando la longitud caracteristica"
L_c=(4*D_placa*W_placa)/(2*(D_placa+W_placa))

"Calculando la temperatura media logaritmica"
T_1=T_sum-T_f
T_2=T_sal-T_i
Tm_l=(T_1-T_2)/(ln(T_1/T_2))

"Calculando la cantidad de calor transferido en el proceso"
Q=m1_dot*C_P4*(T_f-T_i)

"Calculando el area de transferencia de calor"
A_T=Q/(U*Tm_l)

"Calculando el numero de placas"
N_p=A_T/(L_placa*W_placa)
```

Los resultados obtenidos en el programa EES se muestran en las siguientes imágenes:

Tabla 4.7 Valores obtenidos en el programa EES

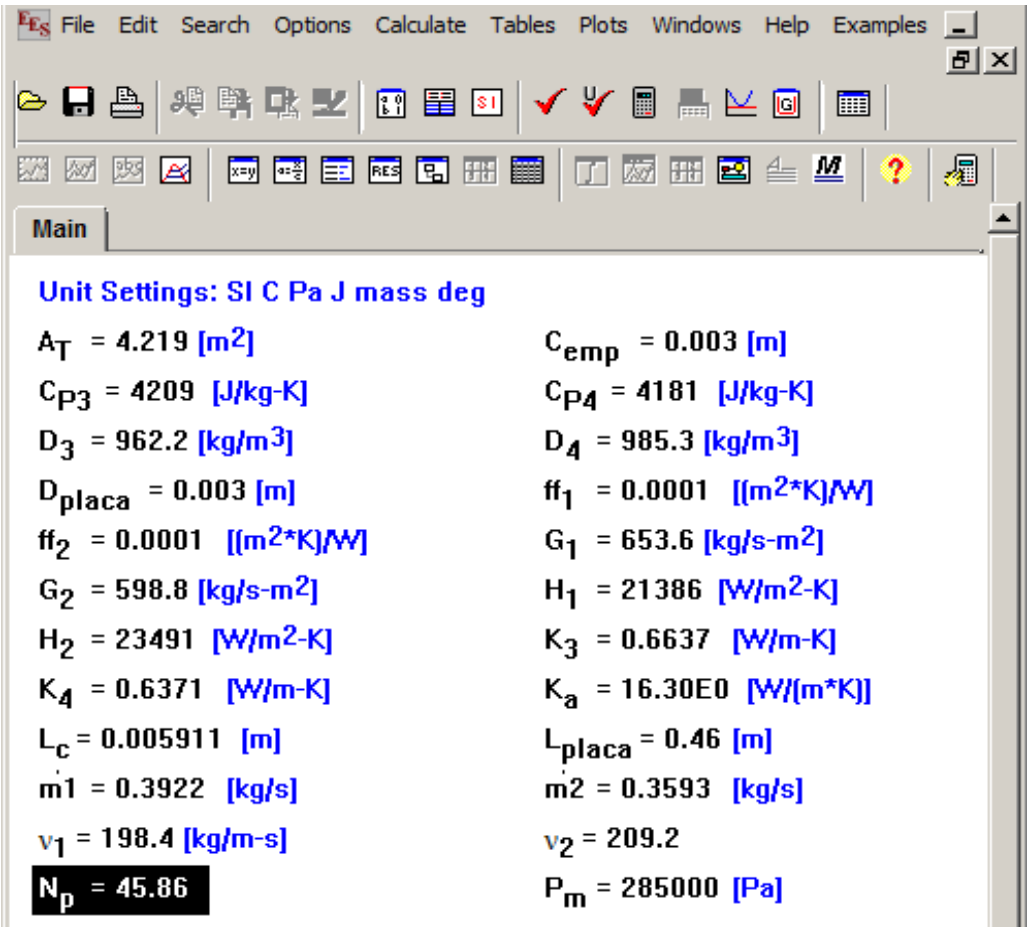


Tabla 4.8 Valores obtenidos en el programa EES

P_{R3} = 1.887	P_{R4} = 3.257
P_{sum} = 784532 [Pa]	Q = 95108 [J/s]
Re_1 = 7785	Re_2 = 11895
S_1 = 0.3922 [kg/s]	S_2 = 0.3593 [kg/s]
Tm_l = 7.213 [°C]	T_1 = 10 [°C]
T_2 = 5 [°C]	T_f = 85 [°C]
T_i = 27 [°C]	T_m = 56 [°C]
t_{placa} = 0.0005 [m]	T_{sal} = 32 [°C]
T_{sum} = 95 [°C]	U = 3125 [W/m^2*K]
V = 0.004326 [m/s]	VIS_3 = 0.0002976 [kg/m-s]
VIS_4 = 0.0004963 [kg/m-s]	W_{placa} = 0.2 [m]

Para el contenedor de agua se realizaron cálculos en los cuales se determinaron primeramente las dimensiones con las cuales seria diseñado, así como también los materiales.

Se determinó que el material del contenedor que estaría en contacto con el agua que saldrá del intercambiador de calor será de acero inoxidable AISI 316L. El material aislante que recubrirá el contenedor de agua será fibra de vidrio, puesto que la temperatura del contenedor echo de acero inoxidable AISI 316L podría representar un peligro para los trabajadores, y al mismo tiempo haría que hubiese un intercambio de energía con el ambiente provocando que la temperatura contenida bajara y esto lo haría inservible para el área de quesería. Después de la capa de fibra de vidrio se recubrirá el contenedor con acero AISI 304 esto con la finalidad de no dejar expuesto el material aislante y que sufra daños.

Se realizaron los cálculos debidos para determinar el espesor del material aislante de fibra de vidrio, los cuales fueron obtenidos de la tabla A-6.

Los cálculos se muestran a continuación:

$K_{\text{fibra de vidrio}} = 0.036\ \frac{W}{m\ °C}$

$K_{\text{aisi 316L}} = 13.4\ \frac{W}{m\ °C}$

$K_{\text{aisi 304}} = 14.9\ \frac{W}{m\ °C}$

$h_{\text{aire ext.}} = 15\ \frac{W}{m^2 °C}$

$h_{\text{agua 80}} = 70\ \frac{W}{m^2 °C}$

L = 1.02 m

D_{int} = 0.8 m

$Q_{\text{perdidas}} = \frac{\Delta T}{R_{eq}}$

$R_{\text{cond}} = \frac{ln\frac{r2}{r1}}{2\pi LK}$

$Q_{\text{perdidas}} = h * As * \Delta T$

$R_{conv} = \frac{1}{h*2\pi*r*L}$

$T\infty = 33°C$

$T_{ext} = 40°C$

$T_{agua} = 85°C$

r1=0,4 m

r2=0,403 m

r4=r3+0,003 m

$R1 = \frac{1}{70*2*\pi*0.4*1.02}$

$R1 = 0.0055726 \frac{°C}{W}$

$R2 = \frac{\ln\frac{0.403}{0.4}}{2\pi*1.02*13.4}$

$R2 = 0.00008700673 \frac{°C}{W}$

$R3 = \frac{\ln\frac{r3}{0.405}}{2\pi*1.02*0.036}$

$R4 = \frac{\ln\frac{r3+0.005}{r3}}{2\pi*1.02*14.9}$

$Q_{perdidas}$= 15*(2* π (r3+0.003))*1.02*(40-33)

$Q_{perdidas}$ = 672.9291 (r3+0.003)

$$Q_{perdidas} = \frac{85-40}{0.0055726 + 0.00008700673 + \frac{\ln\frac{r3}{0.403}}{2\pi*1.02*0.036} + \frac{\ln\frac{r3+0.003}{r3}}{2\pi*1.02*14.9}}$$

$Q_{perdidas}$ = $Q_{\ perdidas}$

R3 = 0.4178 m

Espesor del aislante = r3 – r2

Espesor del aislante = 0.4178 – 0.405

Espesor del aislante = 0.0128 m Ó 12.8 mm ≈13 mm

Programa para calcular el espesor del aislante en EES

```
K_FV=0,036 [W/m*C]

K_316L=13,4 [W/m*C]

K_314=14 [W/m*C]

h_aireext=15 [W/m^2*C]

h_agua=70 [W/m^2*C]

L=1,02 [m]

D_int=0,8 [m]

T_ambiente=33 [°C]

T_314ext=40 [°C]

T_agua=80 [°C]

r1=0,4 [m]

r2=0,405 [m]

r4=r3+0,005 [m]


Y1=1/(h_agua*2*pi*r1*L)

Y2=(ln(r2/r1))/(2*pi*L*K_316L)

Y3=(ln(r3/r2))/(2*pi*L*K_FV)

Y4=(ln(r4/r3))/(2*pi*L*K_314)


Q1=h_aireext*2*pi*r4*L*DT1
```

DT1=T_314ext-T_ambiente

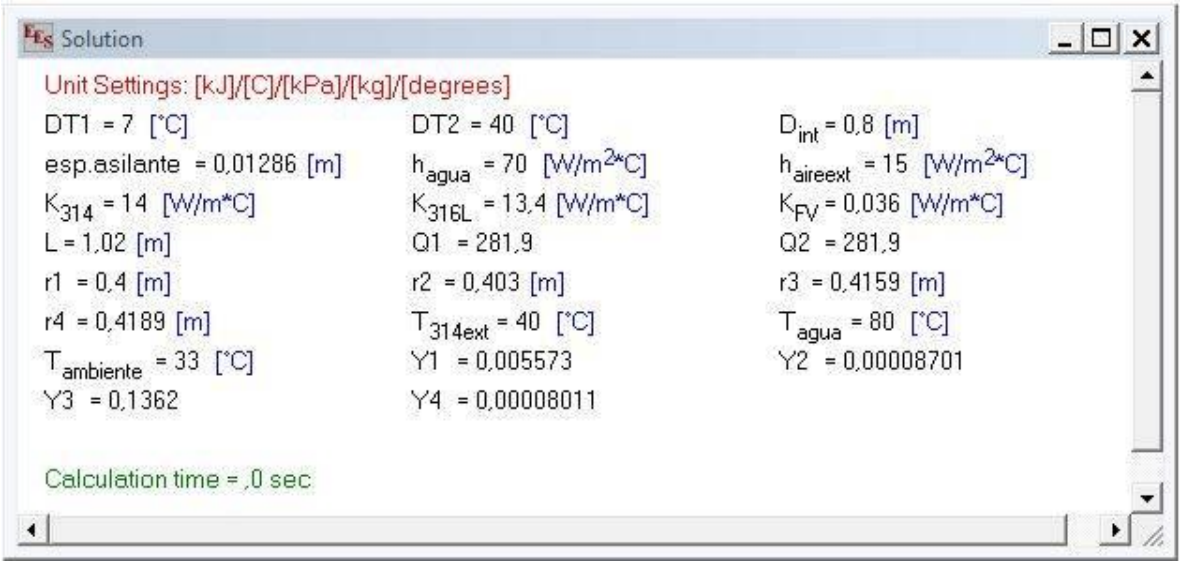
DT2=T_agua-T_314ext

Q2=DT2/(y1+y2+y3+y4)

Q1=Q2

esp.asilante=r3-r2

Tabla 4.9 Resultados de EES para el cálculo del espesor del aislante de fibra de vidrio



Solution

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

DT1 = 7 [°C]	DT2 = 40 [°C]	D_{int} = 0,8 [m]
esp.asilante = 0,01286 [m]	h_{agua} = 70 [W/m^2*C]	$h_{aireext}$ = 15 [W/m^2*C]
K_{314} = 14 [W/m*C]	K_{316L} = 13,4 [W/m*C]	K_{FV} = 0,036 [W/m*C]
L = 1,02 [m]	Q1 = 281,9	Q2 = 281,9
r1 = 0,4 [m]	r2 = 0,403 [m]	r3 = 0,4159 [m]
r4 = 0,4189 [m]	T_{314ext} = 40 [°C]	T_{agua} = 80 [°C]
$T_{ambiente}$ = 33 [°C]	Y1 = 0,005573	Y2 = 0,00008701
Y3 = 0,1362	Y4 = 0,00008011	

Calculation time = ,0 sec

Cálculos para la tubería de vapor de alimentación del intercambiador de calor en el área de quesería

Los cálculos se muestran a continuación:

$K_{\text{fibra de vidrio}} = 0.036\ \frac{W}{m\ °C}$

$K_{\text{aisi 316L}} = 13.4\ \frac{W}{m\ °C}$

$h_{\text{aire ext.}} = 15\ \frac{W}{m^2 °C}$

$h_{\text{vaporhumedo 90}} = 83.125\ \frac{W}{m^2 °C}$

$T\infty = 33°C$

$T_{ext} = 40°C$

$T_{vaporhumedo} = 95°C$

r1=0.09285 m

r2=0.01067 m

$R1 = \frac{1}{83.125*2*\pi*L*0.009285}$

$R1 = 0.206209L\frac{mk}{W}$

$R2 = \frac{\ln\frac{0.01067}{0.009285}}{2\pi*L*13.4}$

$R2 = 0.001651/L\ \frac{mk}{W}$

$R3 = \frac{\ln\frac{r3}{0.01067}}{2\pi*L*0.036}$

$Q_{perdidas} = 15*(2*\pi*r3*L*(40-33)$

$Q_{perdidas} = 659.734*r3*L$

$Q_{perdidas} = \frac{95-40}{\frac{0.206209}{L}+\frac{0.001651}{L}+\frac{\ln\frac{r3}{0.01067}}{2\pi*L*0.036}}$

$Q_{perdidas} = Q_{perdidas}$

$$\frac{55 * L}{0.206209 + 0.001651 + \frac{\ln \frac{r3}{0.01067}}{0.226195}} = 659.734 * r3 * L$$

La “L” se puede eliminar de la ecuación y eso hace que se pueda resolver la misma, de tal manera que r3 queda:

r3= 0.023061

r3-r2 nos daría el espesor del aislante por lo tanto,

r3-r2= 0.023061-0.02134 = 0.012391 = 12.391mm

ANEXO 1: Diseño de construcción del intercambiador de calor

Después de haber realizado los cálculos necesarios para poder diseñar el intercambiador de calor, se realizó el diseño del intercambiador con la ayuda del software "SolidWorks". A continuación se muestran los planos de diseño:

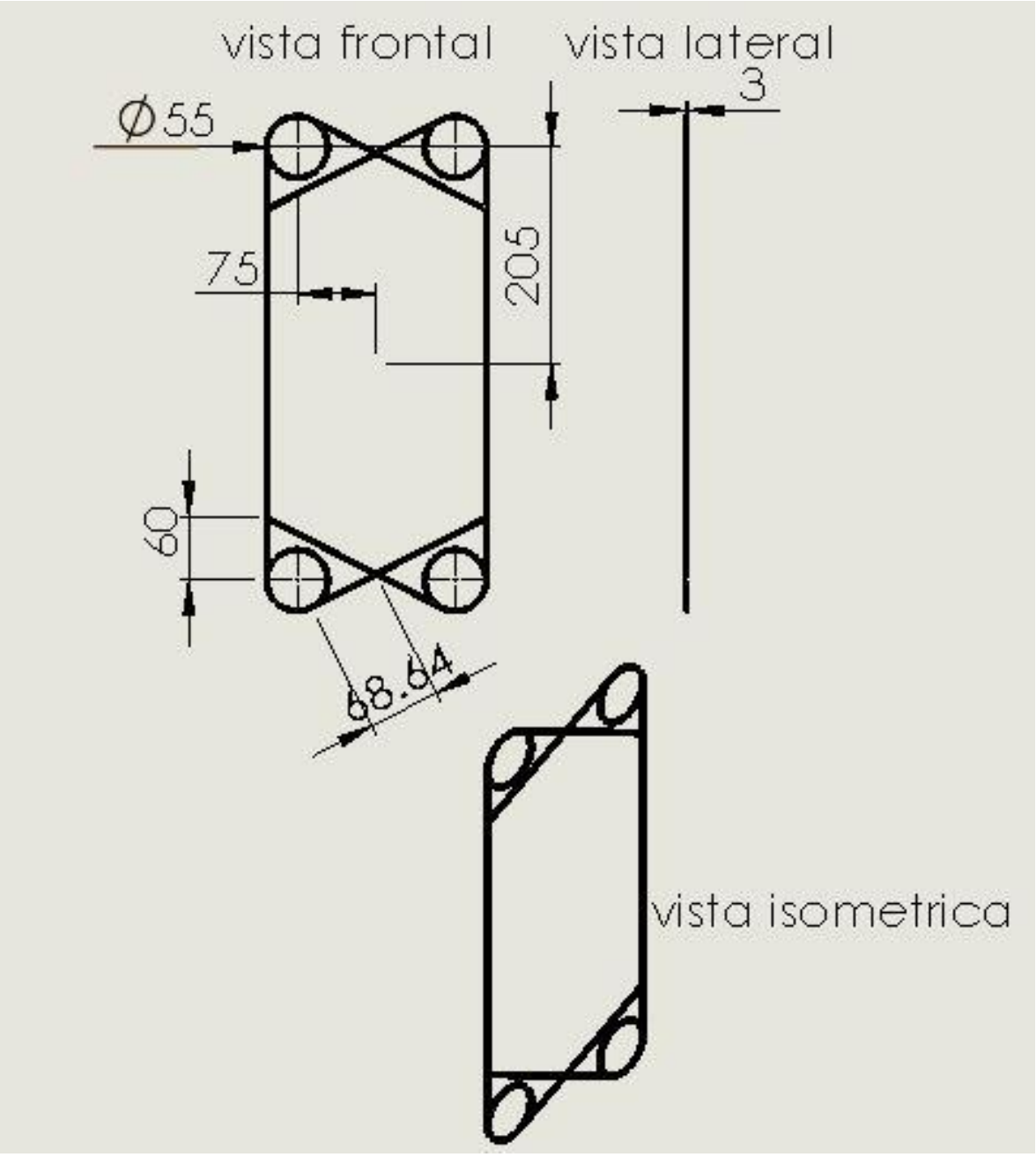


Figura 4.2 Empaque completo NBR

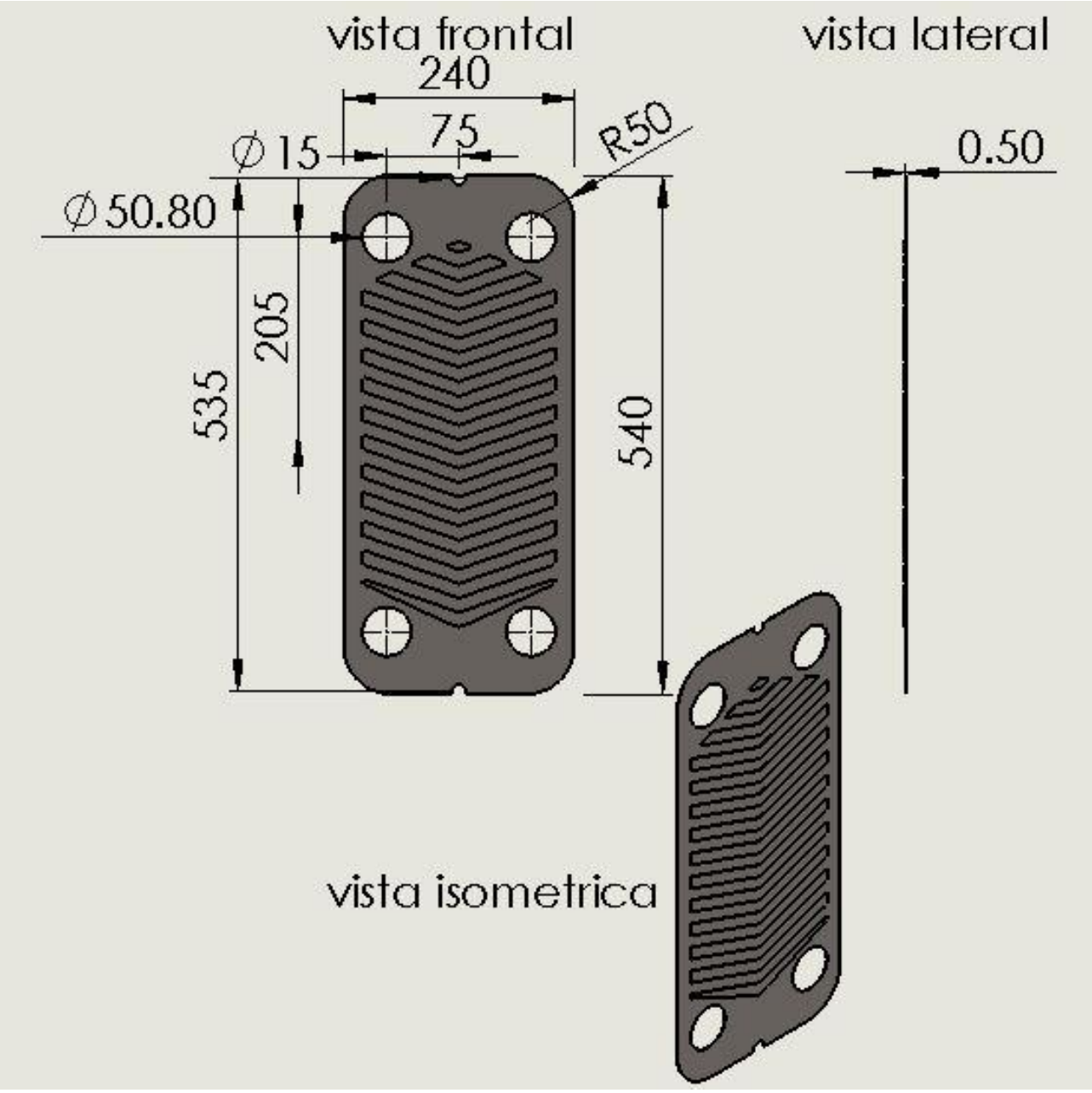


Figura 4.3 Placa 316L

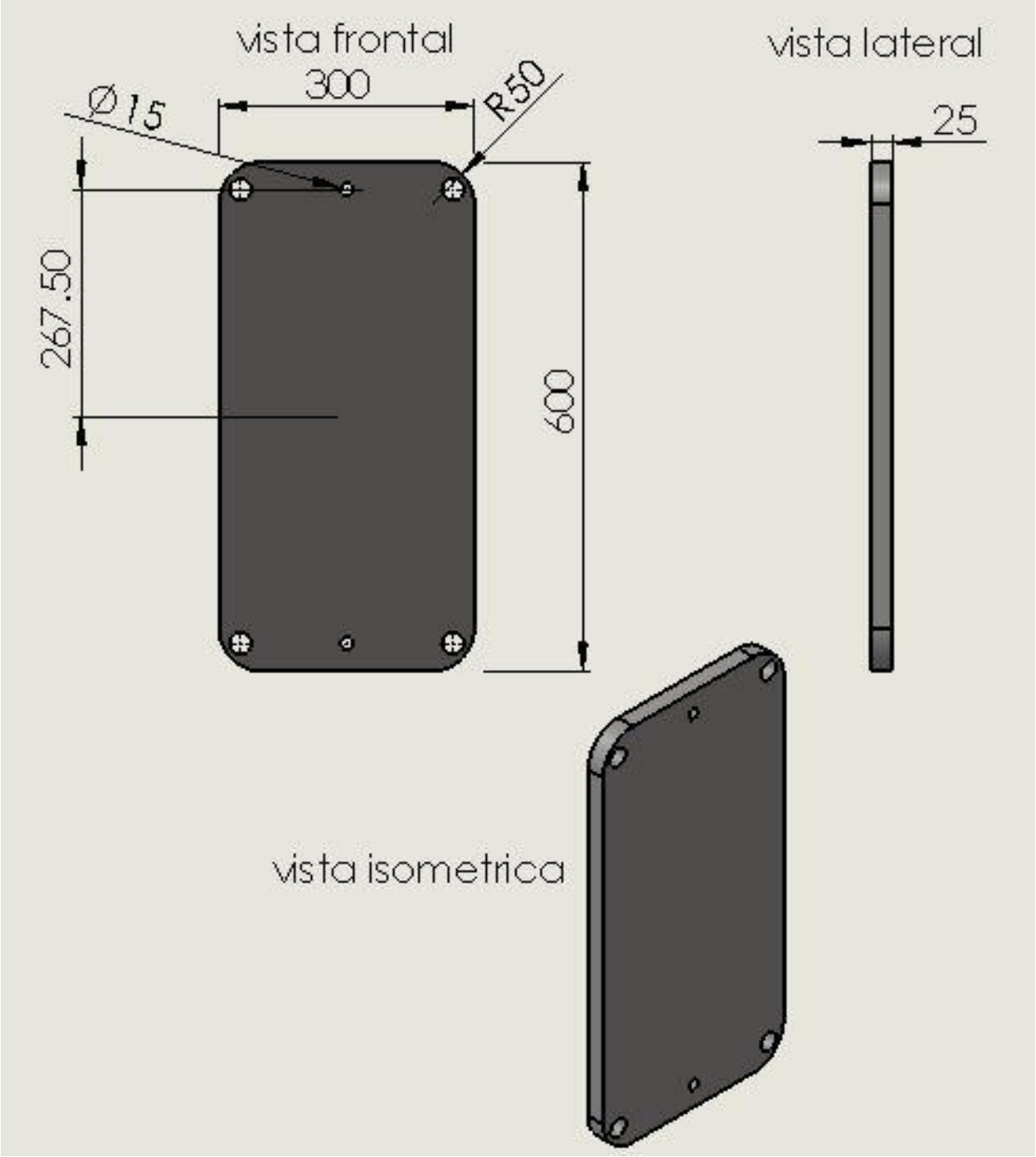


Figura 4.4 Bastidor 1 acero al carbón

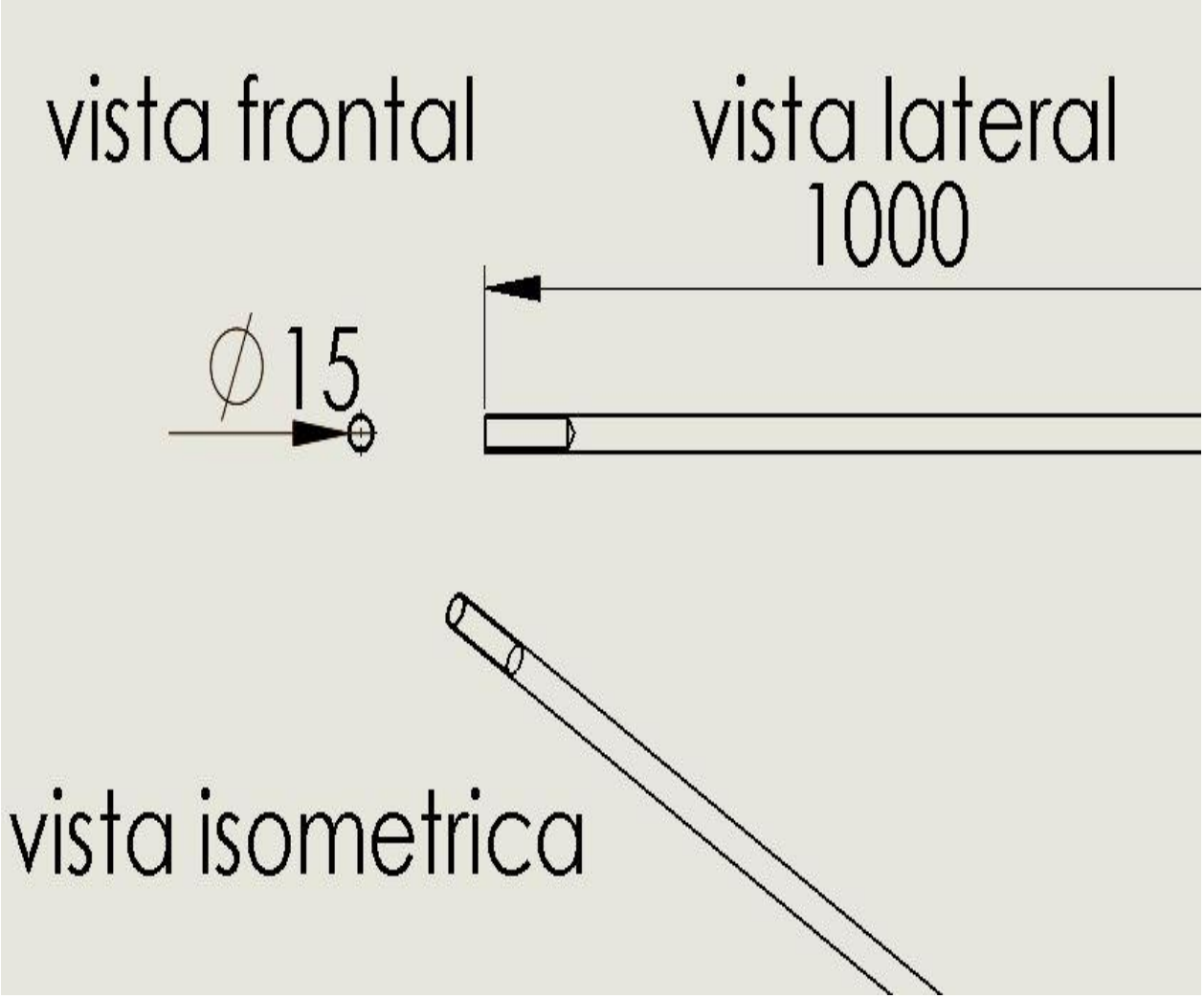


Figura 4.5 Guía acero 304

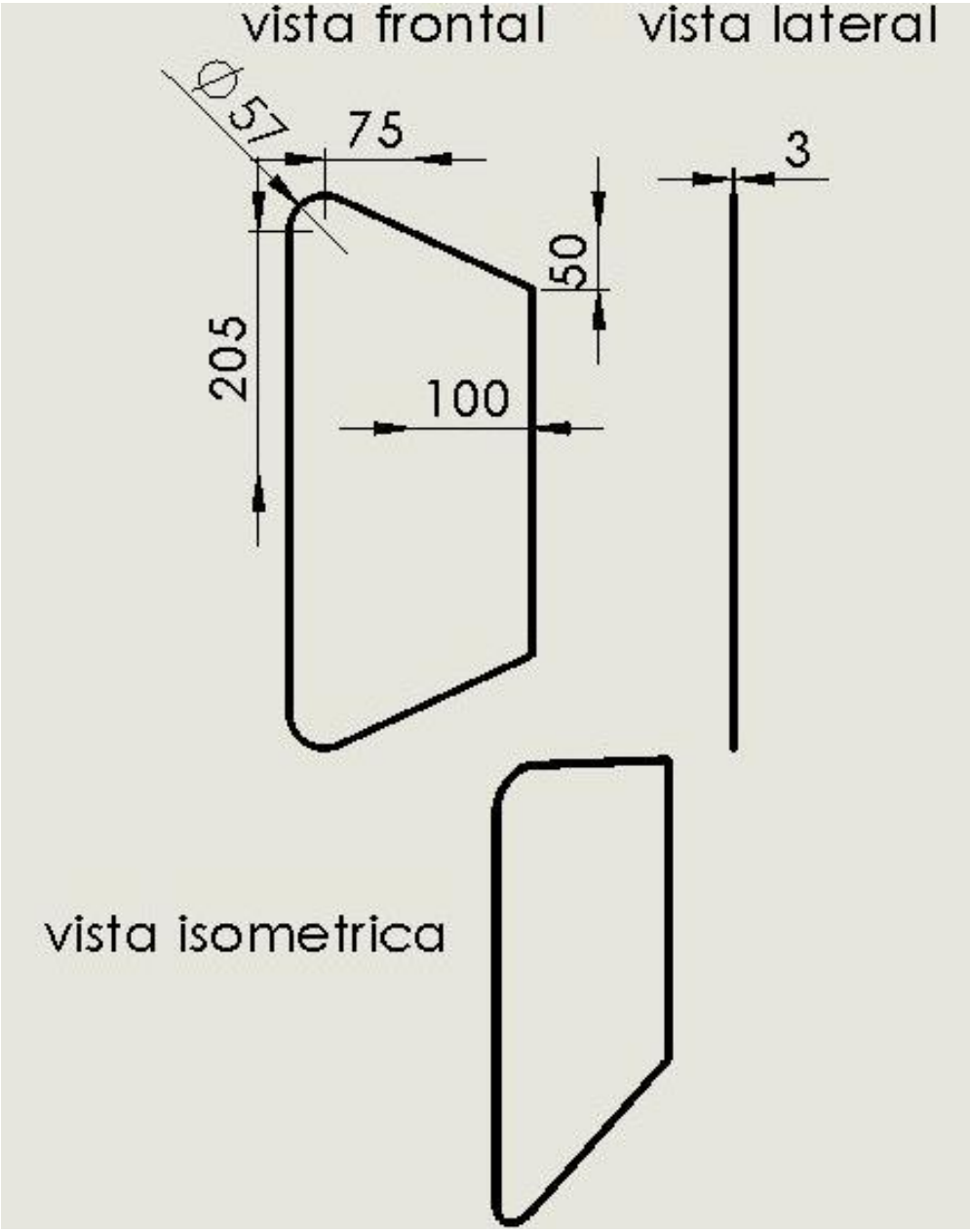


Figura 4.6 empaque NBR

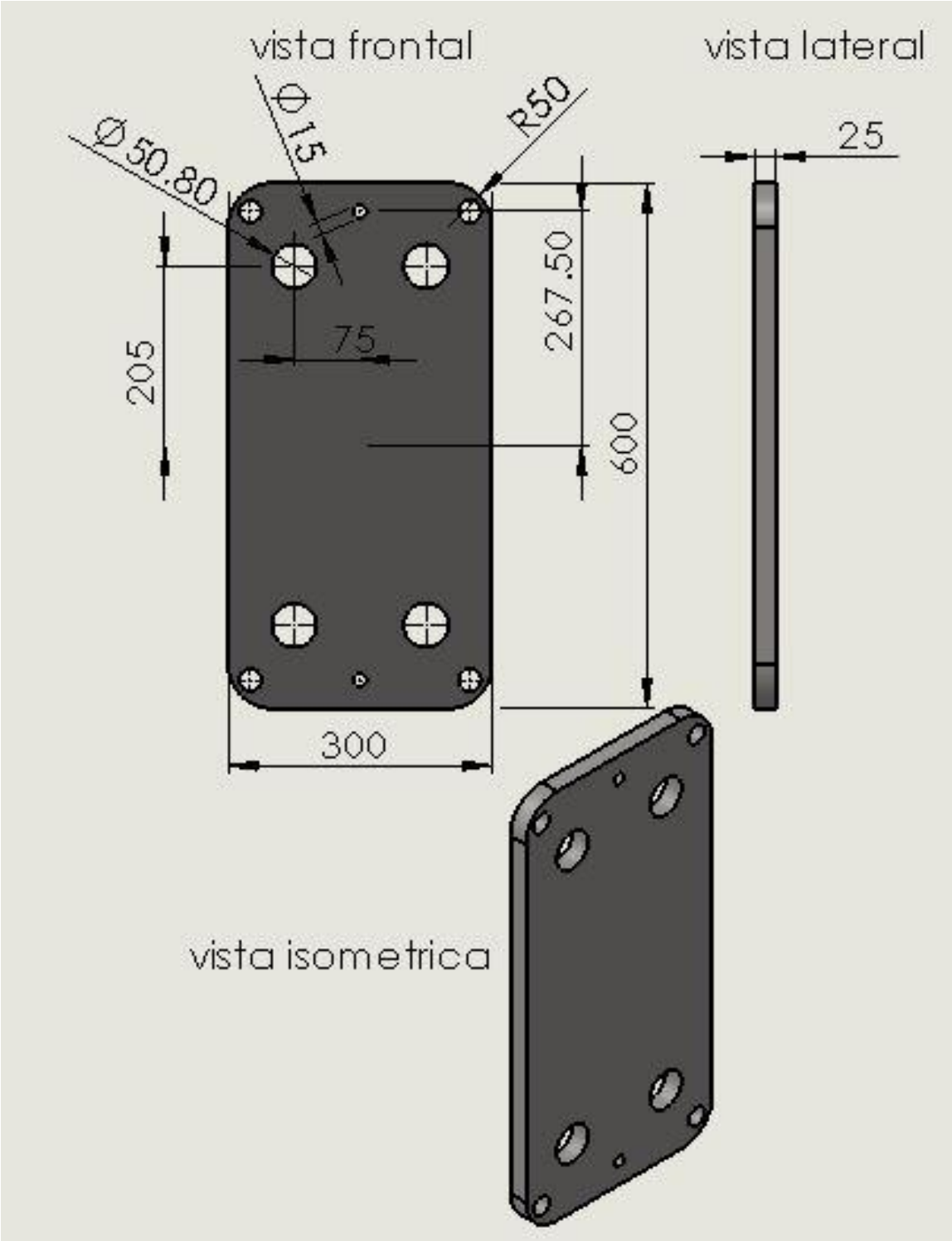


Figura 4.7 Bastidor 2 acero al carbón

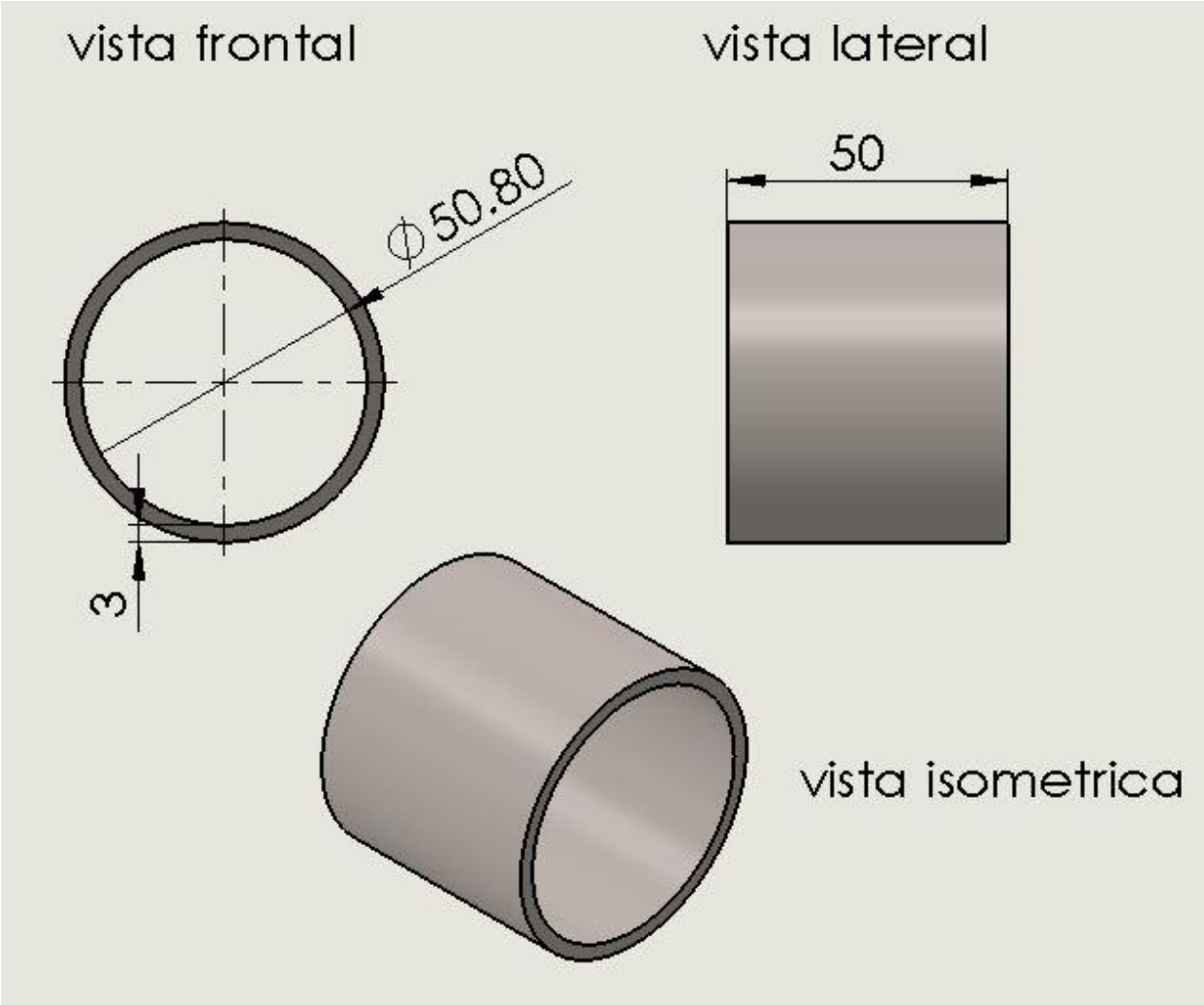


Figura 4.8 Conector AISI 316L

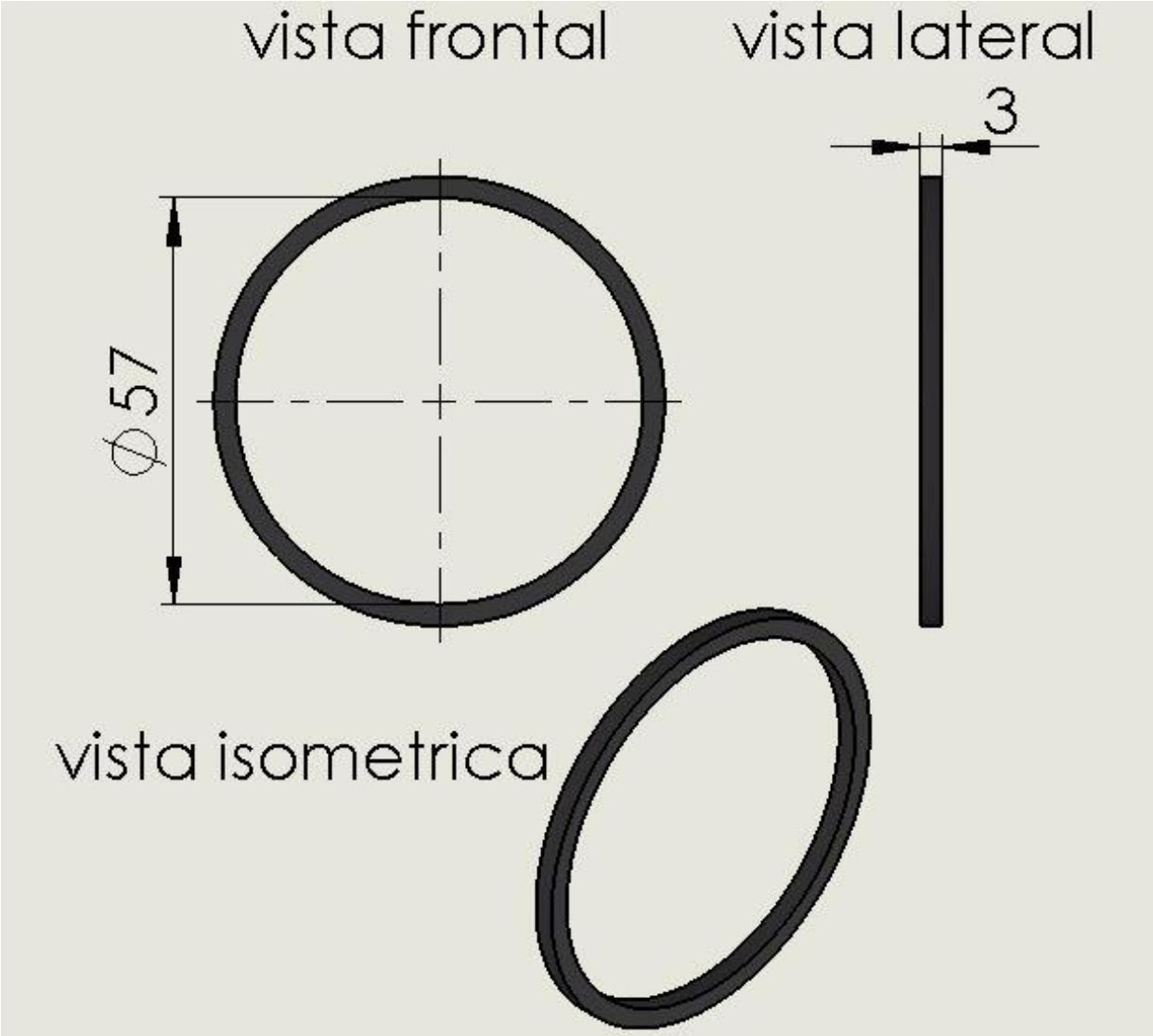


Figura 4.9 sello NBR

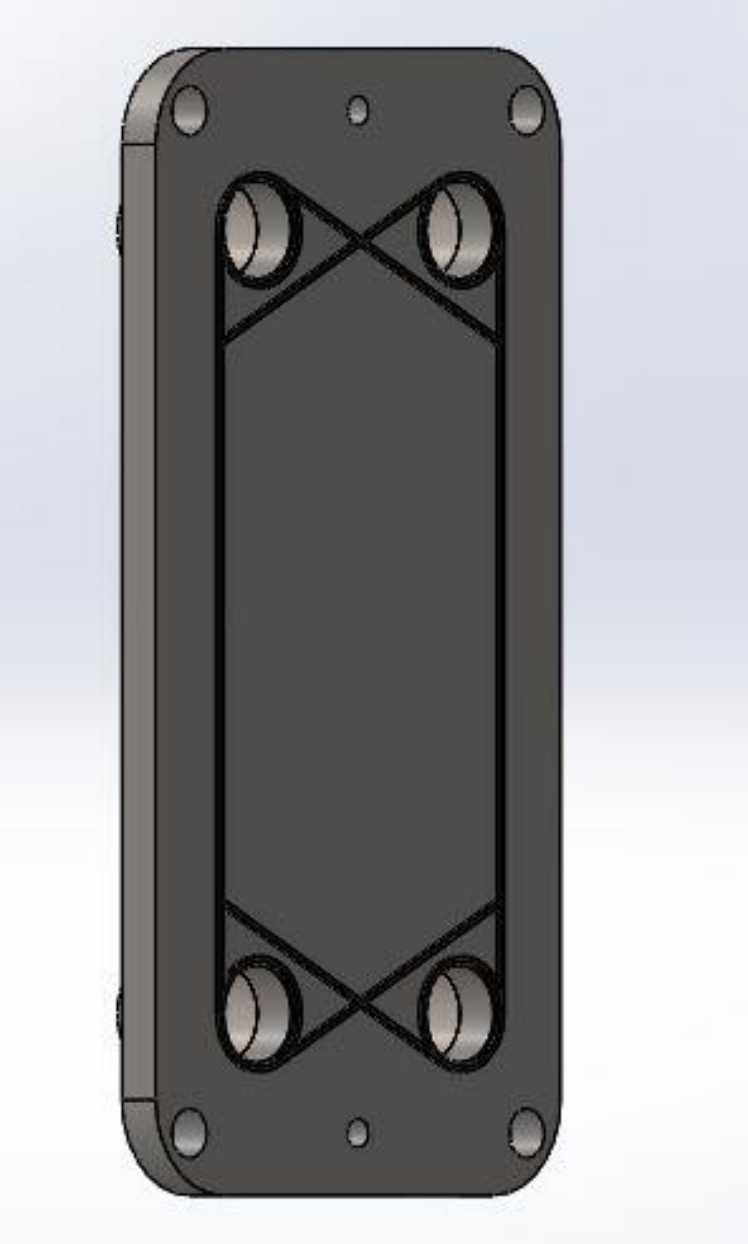


Figura 4.10 Empaque completo instalado en el bastidor

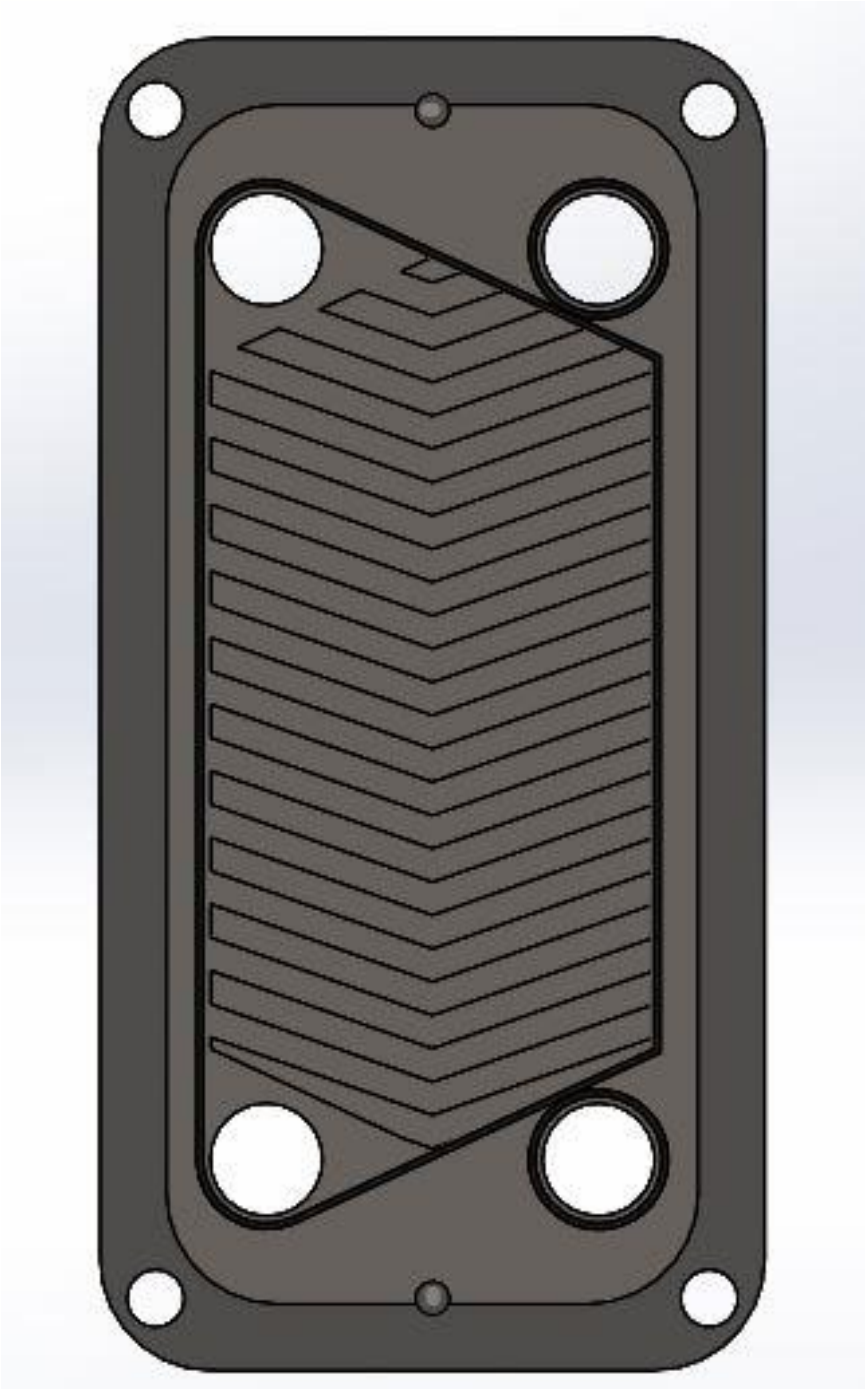


Figura 4.11 Placa con empaque instalado en el bastidor y Guías

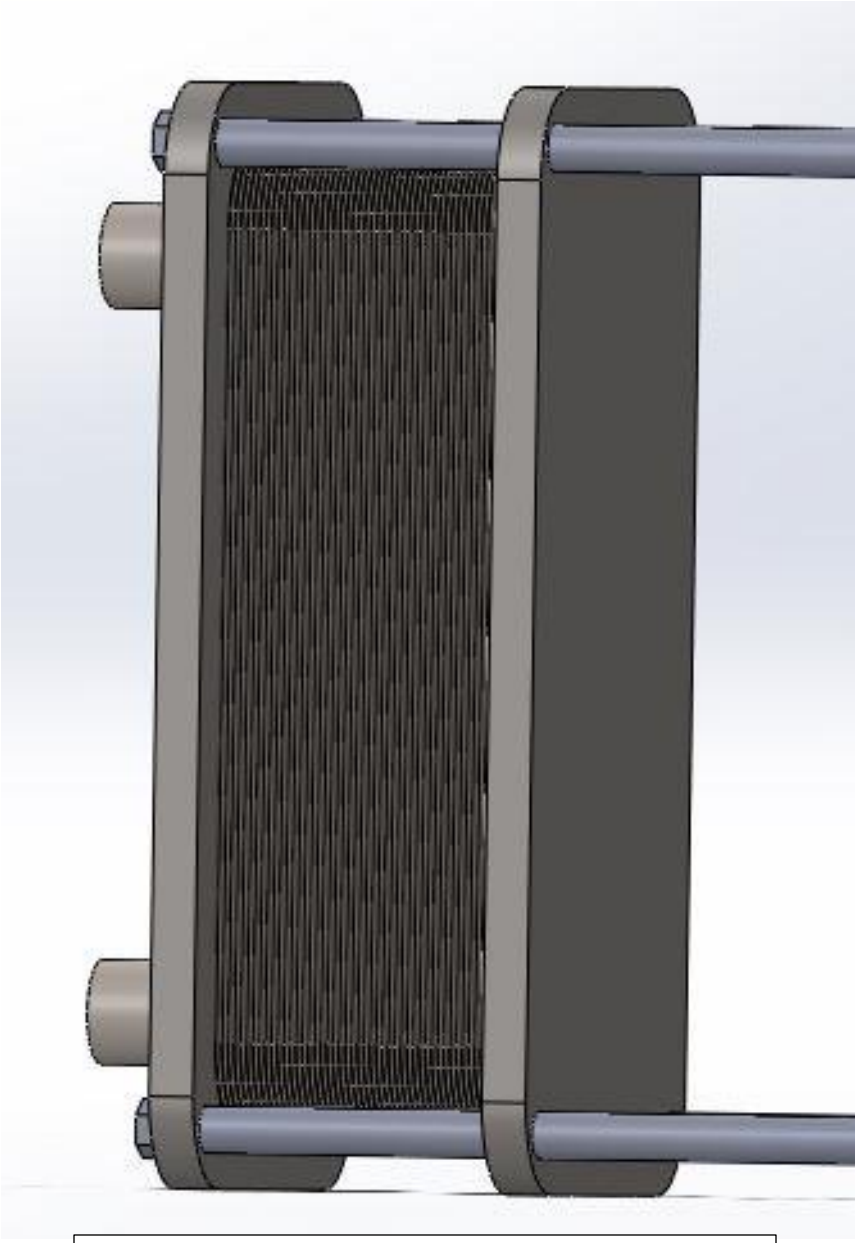


Figura 4.12 Intercambiador de calor parte trasera completo

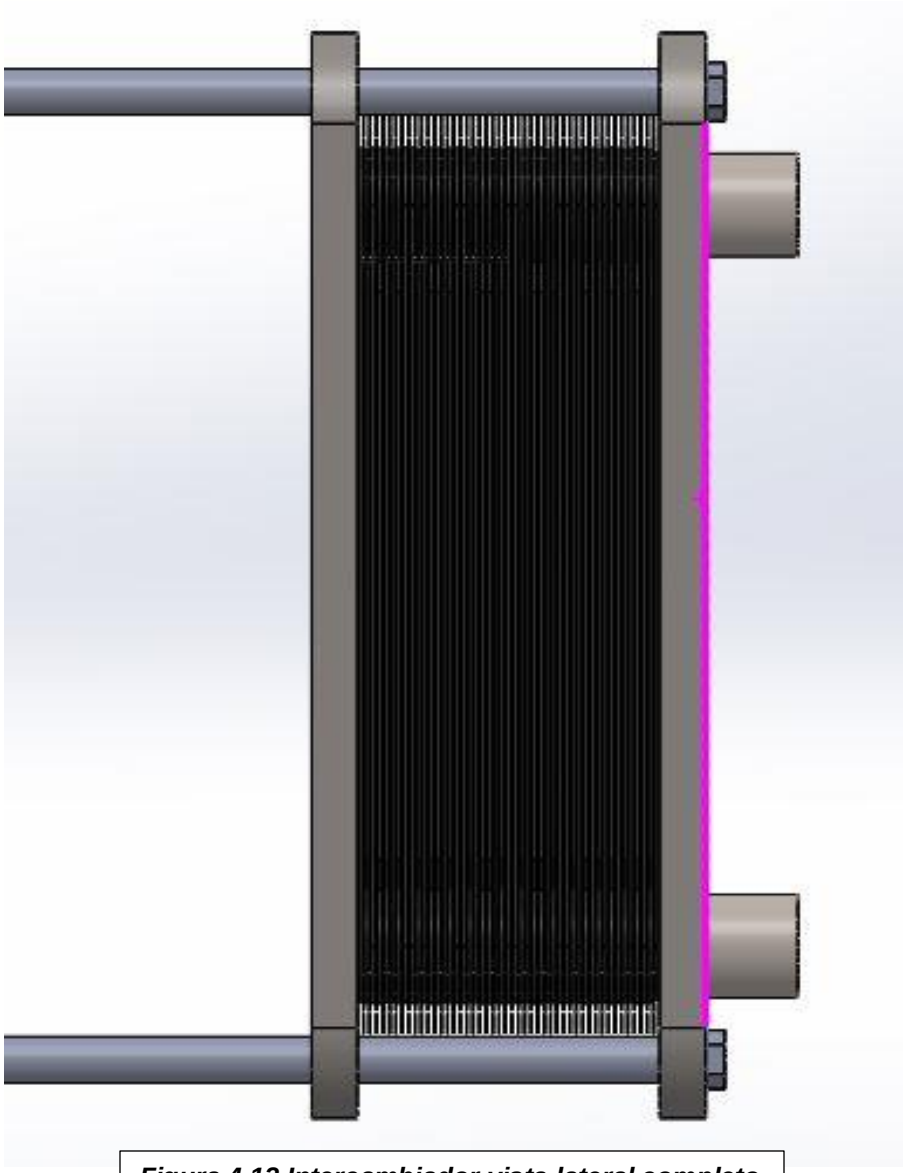


Figura 4.13 Intercambiador vista lateral completo

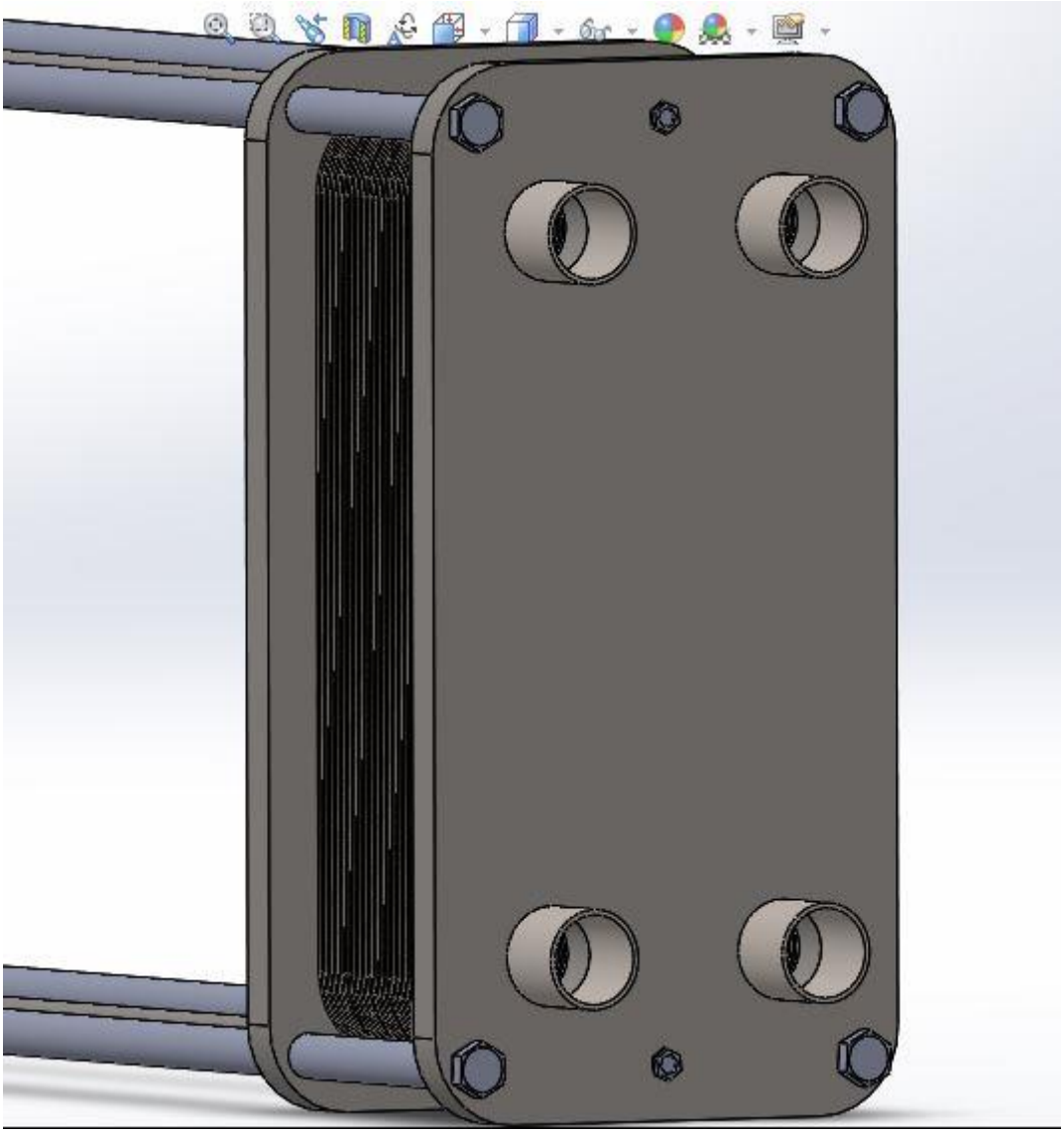


Figura 4.14 Intercambiador de calor ensamblado

ANEXO 2: Diseño de construcción del contenedor de agua

A continuación se anexan los planos del contenedor de agua que se diseñaron con la ayuda del software SolidWorks:

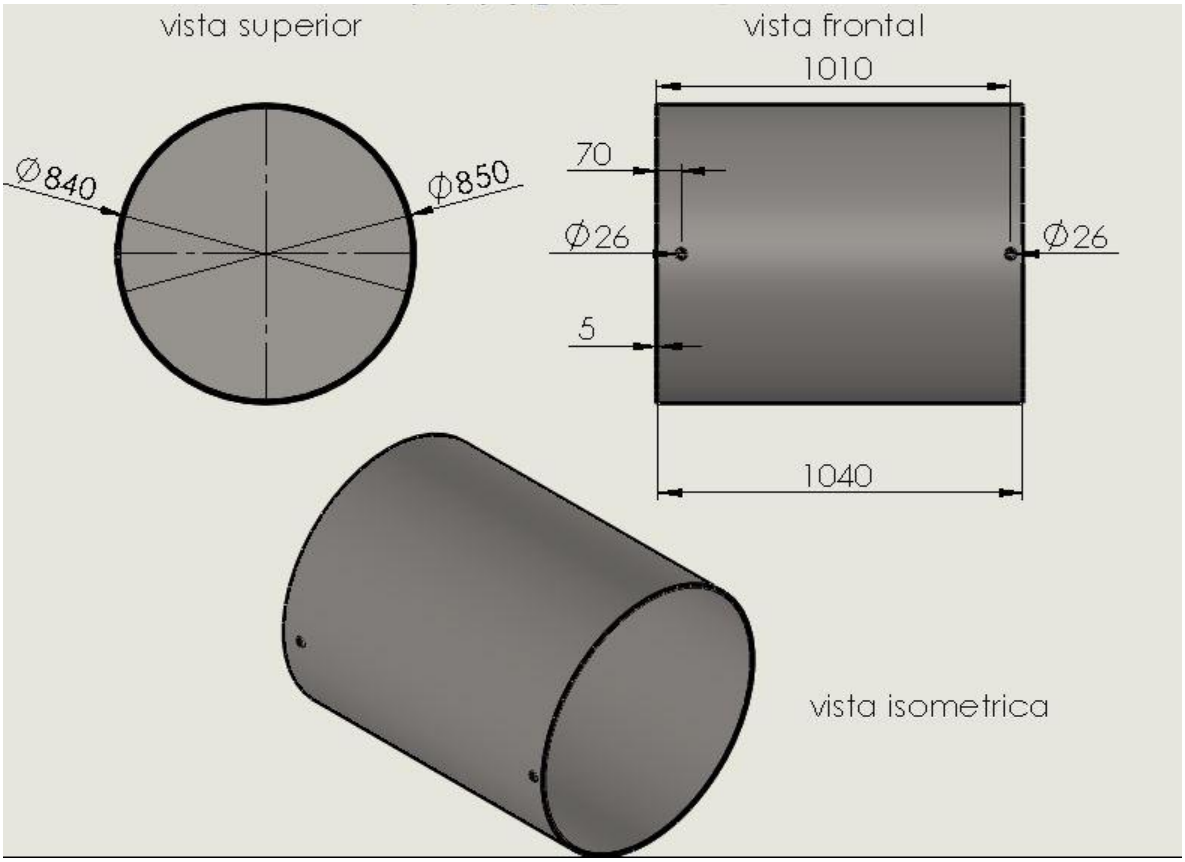


Figura 4.15 Cuerpo del contenedor hecho de acero AISI 304

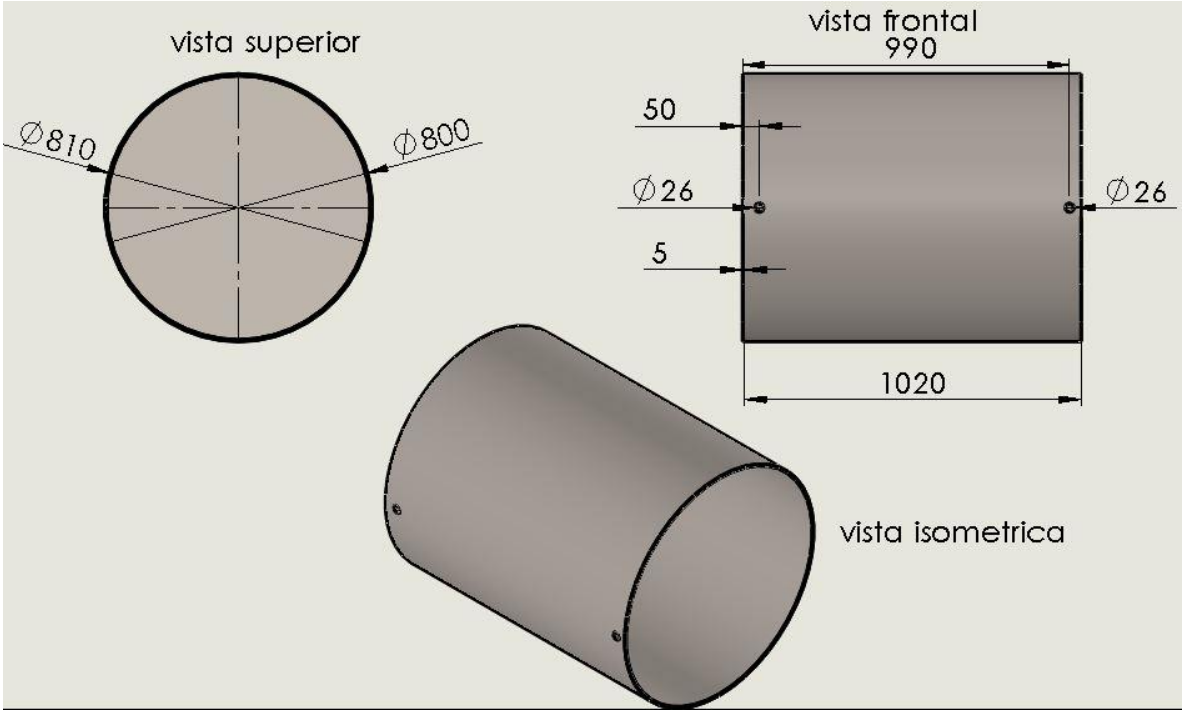


Figura 4.16 Cuerpo del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 316L

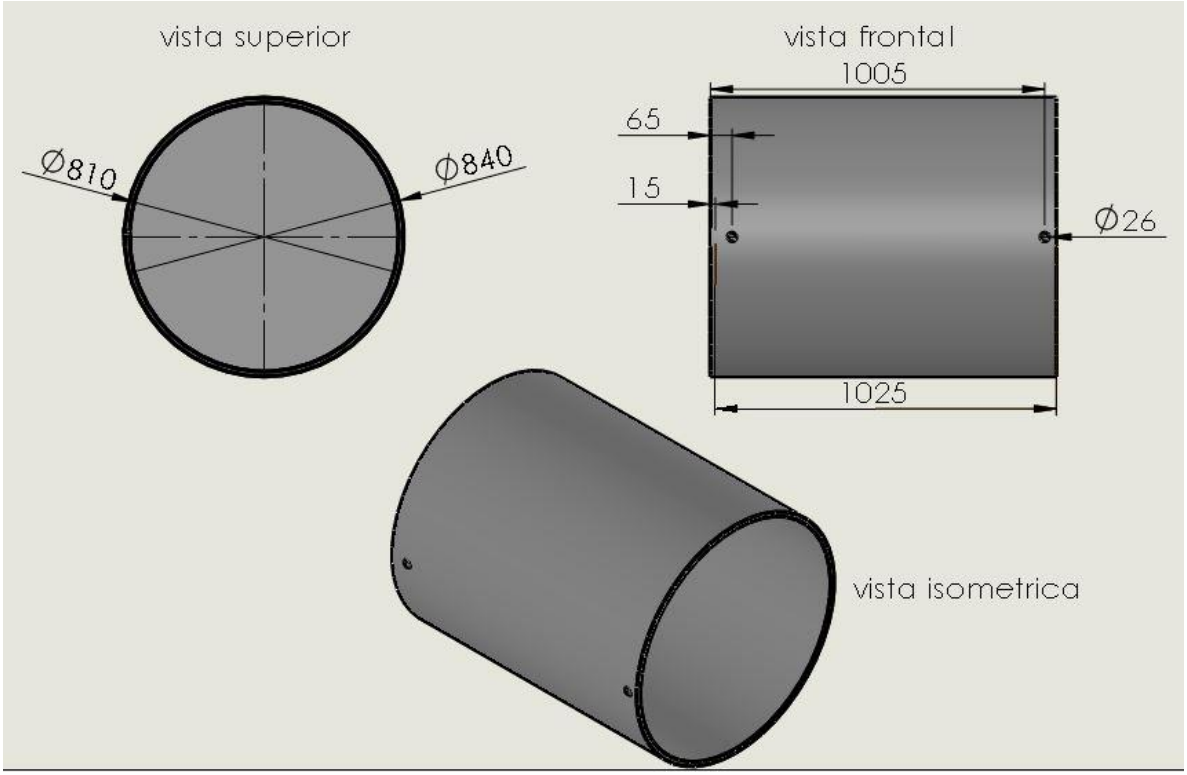


Figura 4.17 Cuerpo del contenedor hecho de fibra de vidrio

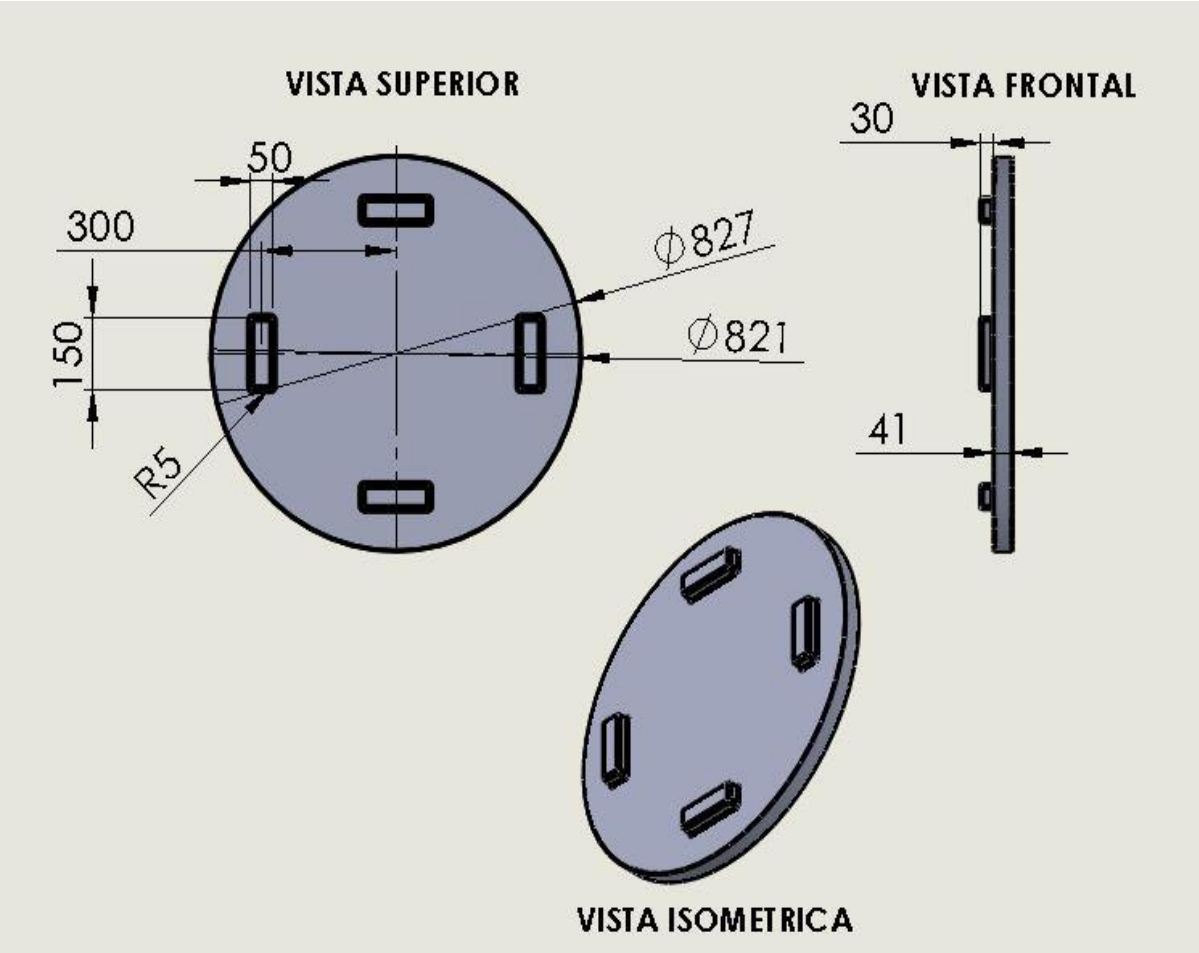


Figura 4.18 Tapa del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 304

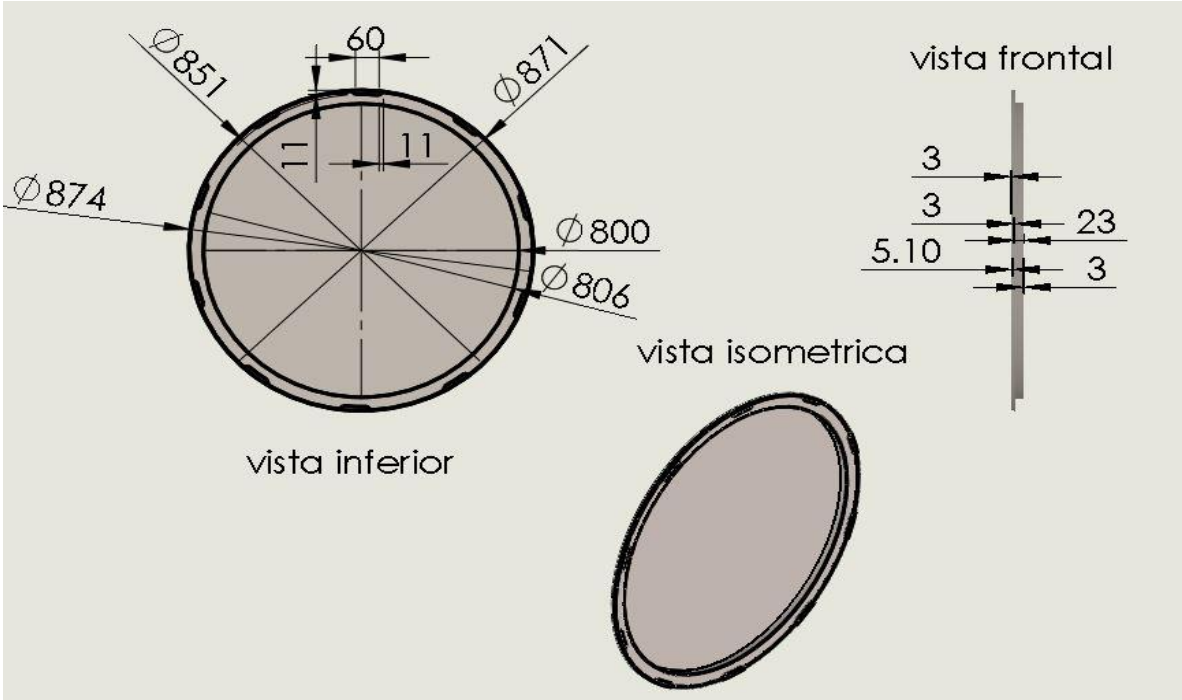


Figura 4.19 Tapa del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 316L

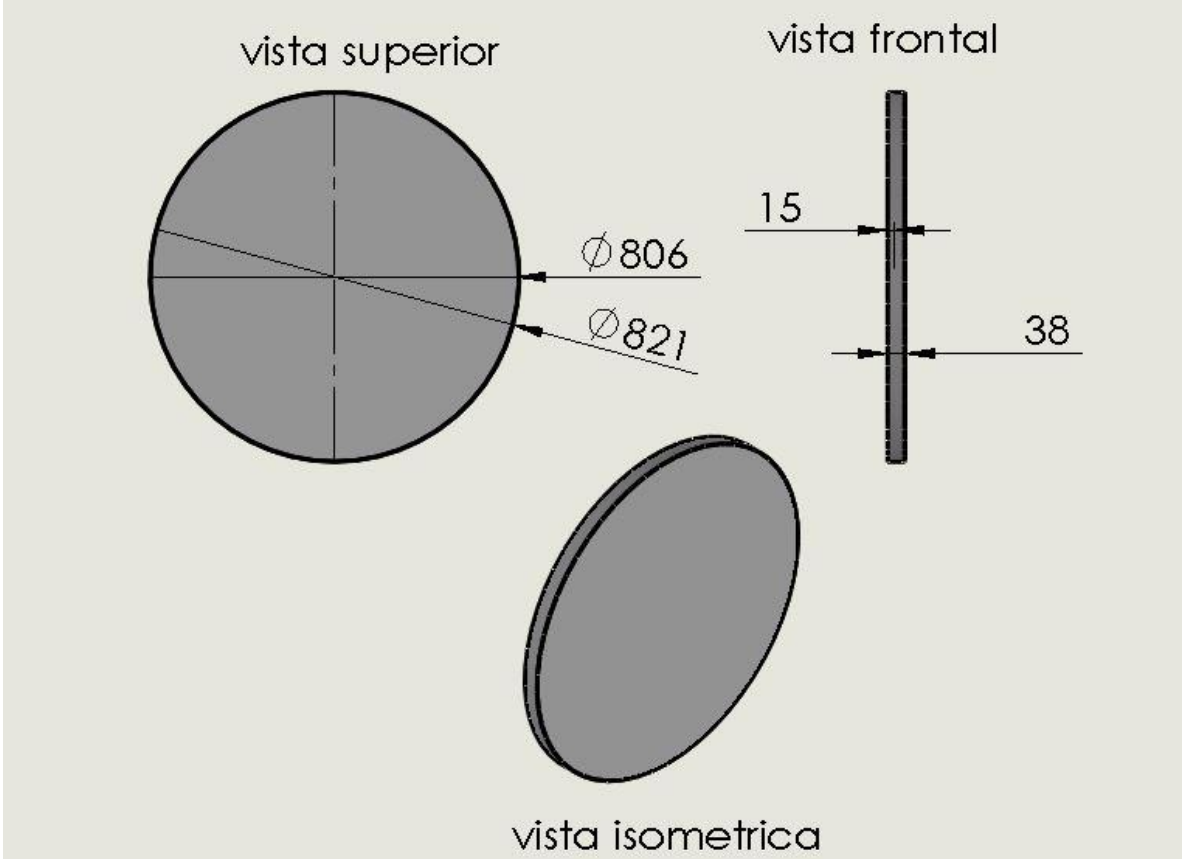


Figura 4.20 Tapa del contenedor hecho de fibra de vidrio

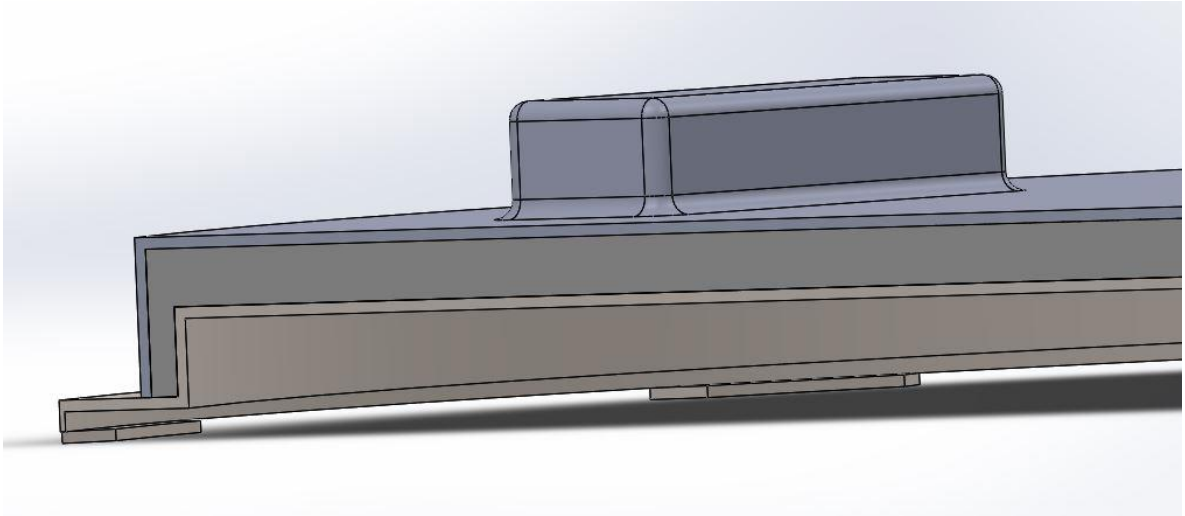


Figura 4.21 Sección transversal de la tapa del contenedor hecho de fibra de vidrio, AISI 316L y AISI 304

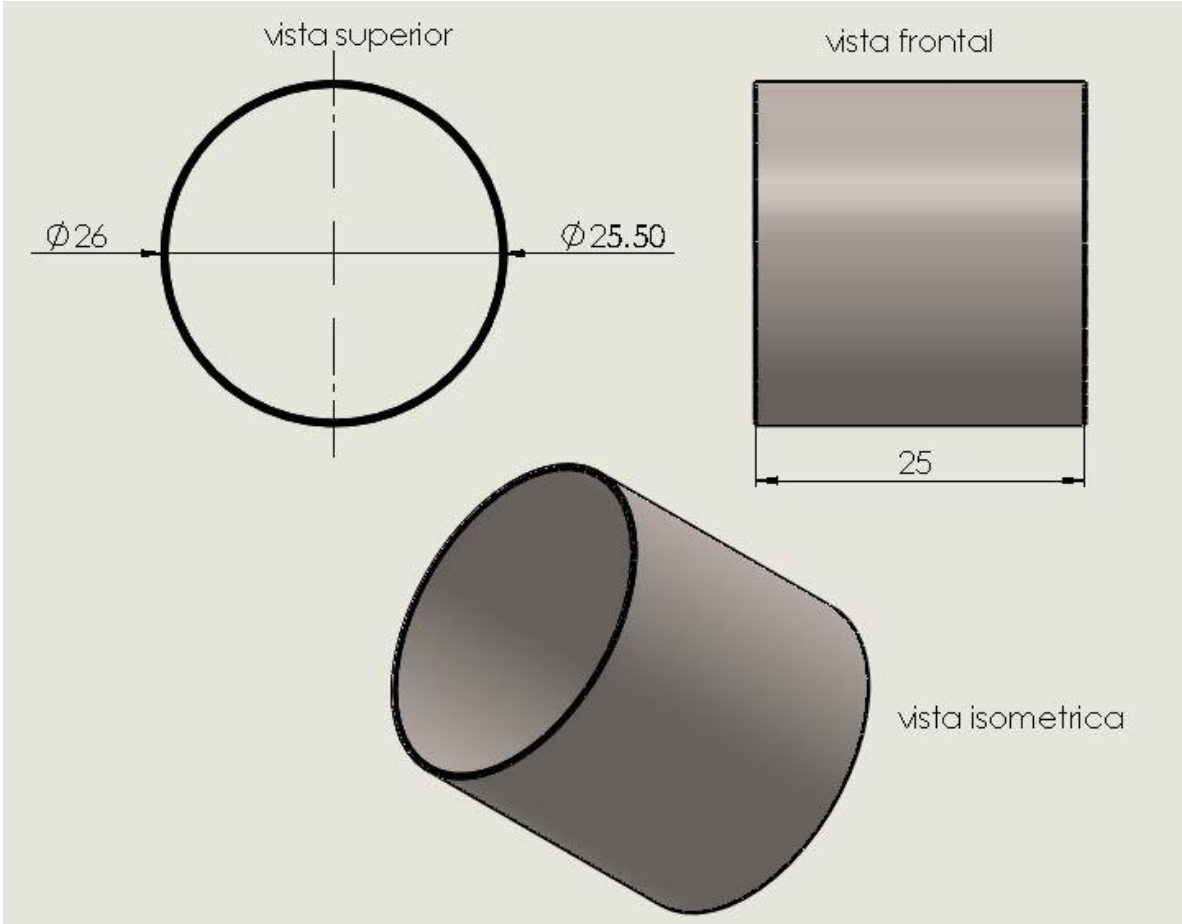


Figura 4.22 Sello de aberturas del cuerpo del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 316L

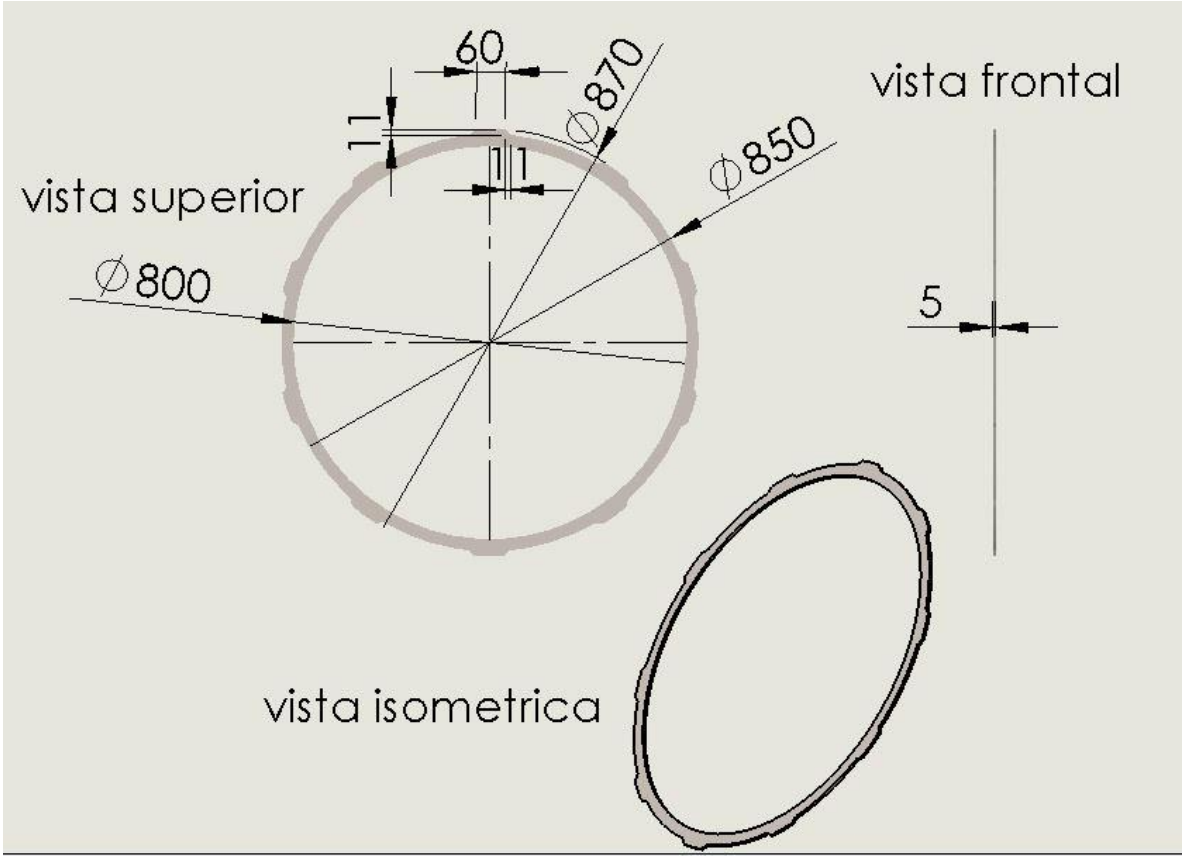


Figura 4.23 Elemento para el cierre del cuerpo del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 316L

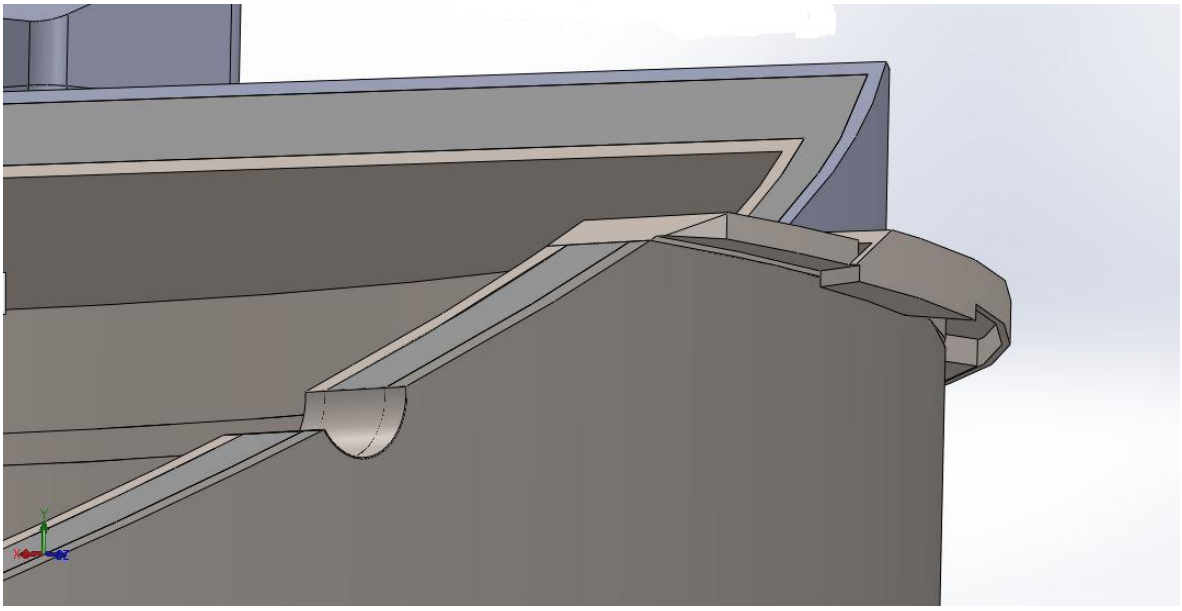


Figura 4.24 Corte de sección del contenedor hecho de acero inoxidable AISI 316L, fibra de vidrio y acero inoxidable 304

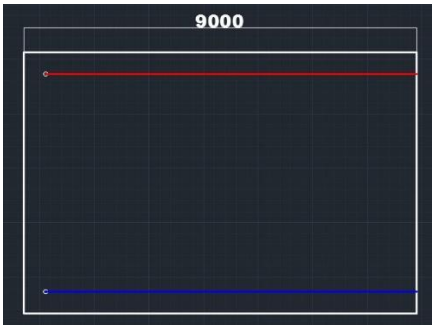


Figura 4.25 Croquis de instalación pared en el lado oeste del área de

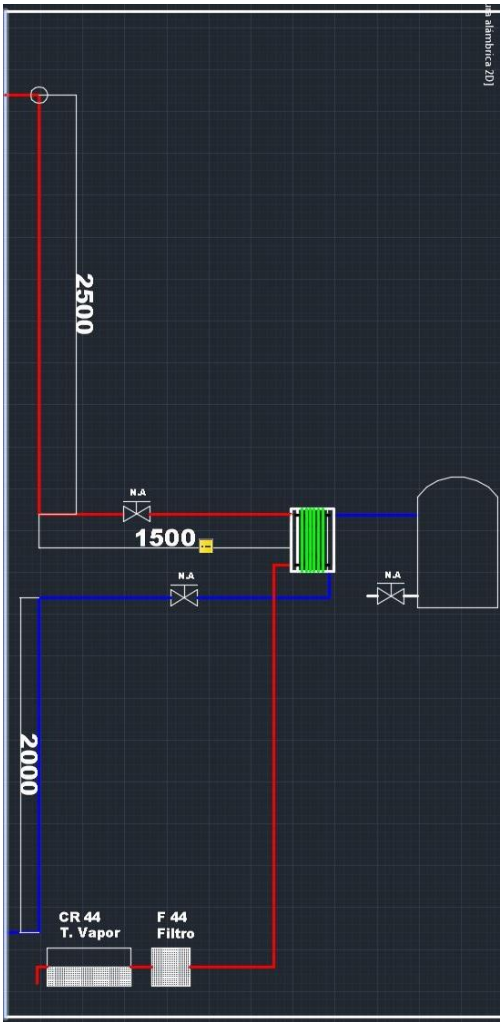


Figura 4.26 Croquis de instalación en pared en el lado norte en el área de

Figura 4.27 Instalación pared en el lado oeste del área

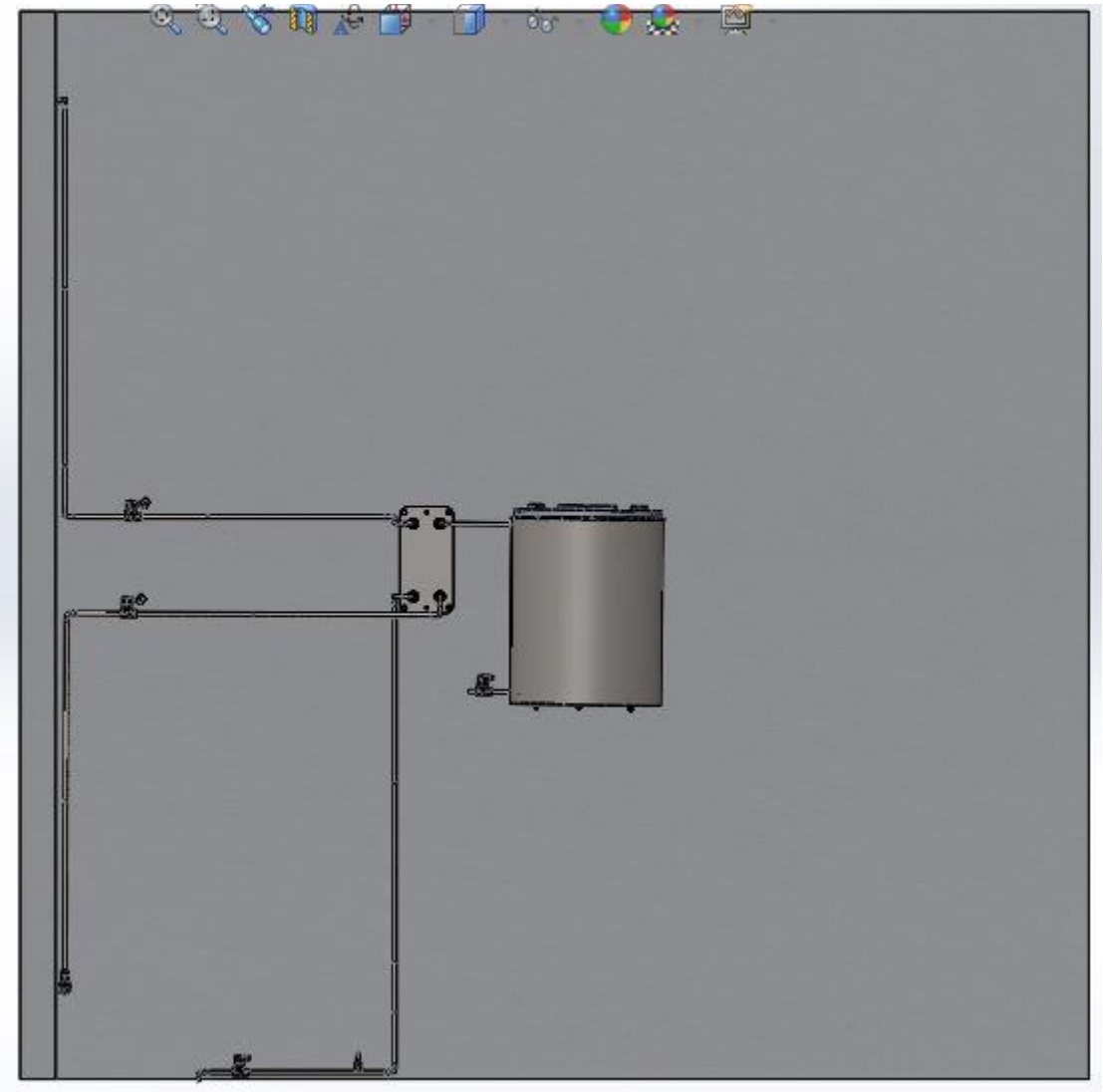


Figura 4.28 Instalación pared en el lado oeste del área de

ANEXO 3: Tabla A-9 de donde se obtuvieron las propiedades de agua y vapor húmedo

TABLE A–9

Properties of saturated water

Temp. T, °C	Saturation Pressure P_{sat}, kPa	Density ρ, kg/m³ Liquid	Density ρ, kg/m³ Vapor	Enthalpy of Vaporization h_{fg}, kJ/kg	Specific Heat c_p, J/kg · K Liquid	Specific Heat c_p, J/kg · K Vapor	Thermal Conductivity k, W/m · k Liquid	Thermal Conductivity k, W/m · k Vapor	Dynamic Viscosity μ, kg/m · s Liquid	Dynamic Viscosity μ, kg/m · s Vapor	Prandtl Number Pr Liquid	Prandtl Number Pr Vapor	Volume Expansion Coefficient β, 1/K Liquid
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

ANEXO 4: Tabla A-3 de donde se obtuvieron las propiedades de los aceros 316 y 304

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos (*continuación*)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K: ρ kg/m³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m²/s	Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c_p(J/kg · K): 100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)		8 131	434	41.0	11.6			42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1 090
Aceros al cromo (bajo):											
$\frac{1}{2}$ Cr-$\frac{1}{4}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			38.2 492	36.7 575	33.3 688	26.9 969
1Cr-$\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.0 492	39.1 575	34.5 688	27.4 969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			46.8 492	42.1 575	36.3 688	28.2 969
Aceros inoxidables:											
AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			17.3 512	20.0 559	22.8 585	25.4 606
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2 272	12.6 402	16.6 515	19.8 557	22.6 582	25.4 611
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48			15.2 504	18.3 550	21.3 576	24.2 602
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			15.8 513	18.9 559	21.9 585	24.7 606
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7 118	36.7 125	34.0 132	31.4 142		
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	169 649	159 934	153 1 074	149 1 170	146 1 267	
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	179 141	143 224	134 261	126 275	118 285	112 295
Níquel:											
Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	164 232	107 383	80.2 485	65.6 592	67.6 530	71.8 562
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4			14 480	16 525	21 545	
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	8.7 —	10.3 372	13.5 473	17.0 510	20.5 546	24.0 626
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	55.2 188	52.6 249	55.2 274	58.2 283	61.3 292	64.4 301
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	76.5 168	71.6 227	73.6 251	79.7 261	86.9 271	94.2 281
Platino:											
Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	77.5 100	72.6 125	71.8 136	73.2 141	75.6 146	78.7 152
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4			52 —	59 —	65 —	69 —
Renio	3 453	21 100	136	47.9	16.7	58.9	51.0	46.1	44.2	44.1	44.6

ANEXO 5: Tabla A-6 donde se obtuvieron las propiedades de la fibra de vidrio

874
APÉNDICE 1

TABLA A-6

Propiedades de materiales aislantes
(a una temperatura media de 24°C)

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m^3	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m^2/W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca,	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
escoria o vidrio)	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes					
(espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes					
de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca,					
escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico					
(papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba					
del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93

ANEXO 6: Cotización de la fabricación del intercambiador de calor

PHE diseño y especificaciones

V10B33

07/12/2015

024 SPE-043 Item: 1

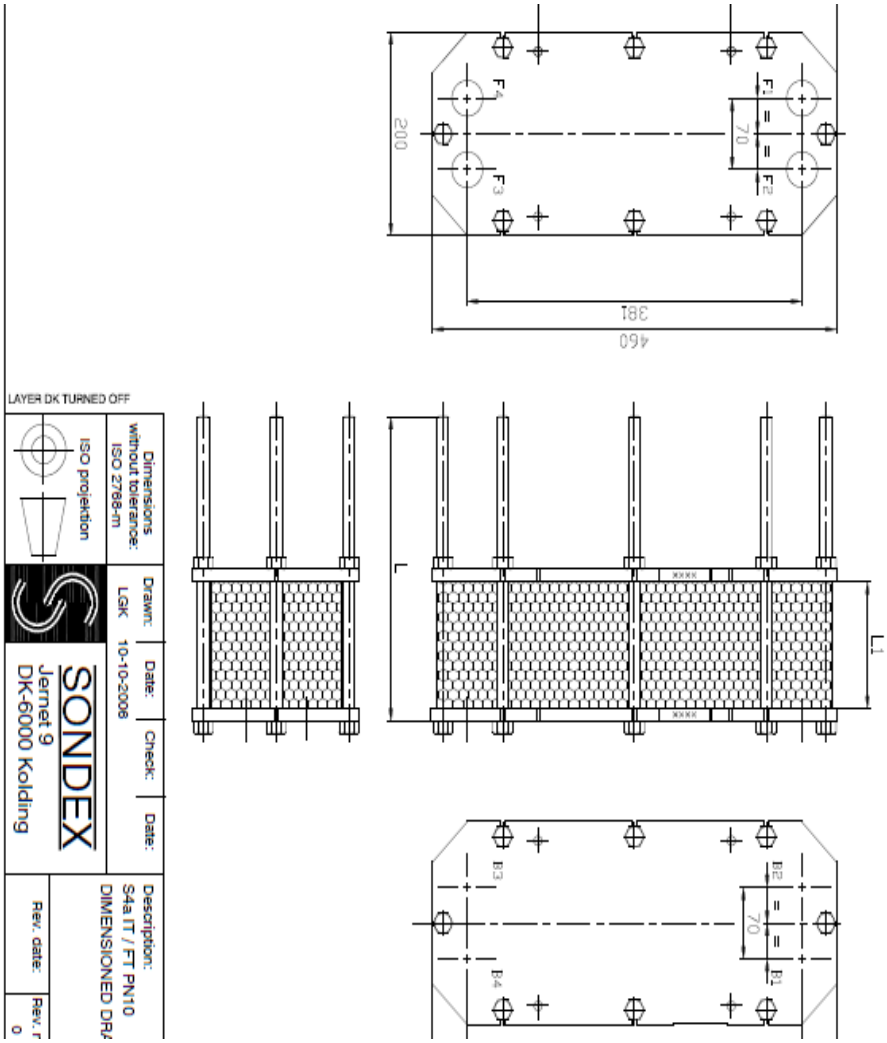
PHE-Tipo	S4A-IT10-24-TLA	Lado caliente	Lado frío
Caudal	(kg/h)/(l/h)	148	1412
Temperatura de entrada	(°C)	95.00	27.00
Temp salida Cond / Fluido	(°C)	95.00 (93)	85.00
Caída de presión / velocity	(mWG)	0.23 / 100.59	0.33
Carga térmica	(Kcal/h)	80587	

Propiedades termodinámicas		Steam	Water
Densidad	(kg/l)		0.99
Calor específico	(Kcal/kg*K)		1.00
Conductividad térmica	(Kcal/h*m*K)		0.56
Viscosidad media	(cP)		0.52
Viscosidad de pared	(cP)		0.32
Factor de ensuciamiento	(m²*h*K/Mcal)		0.01
Factor sobredimensionamiento	%	8.92	
Puerto de entrada		F1	F3
Puerto de salida		F4	F2

Diseño de bastidor / Placas		
Arreglo de placas (pasos*canales)		1 x 11 + 0 x 0
Arreglo de placas (pasos*canales)		1 x 12 + 0 x 0
Número de placas		24
Superficie de transferencia e(m²)		0.92
Coeficiente global K servicio	(Kcal/m²*h*K)	2,882.53 3,139.68
Material de placas		0.5 mm AISI 316
Material de empaques / Temp.		EPDM HT HANG ON (H) / 140
Temperatura de diseño maxima	(°C)	150.00
Presión de operación/prueba m	(Kp/cm²)	5.00 6.50
Diferencial de presión máximo	(Kp/cm²)	5.00
Certificado		None
Volumen líquido	(dm³)	4
Longitud bastidor	(mm)	212
Peso neto	(kg)	27
Bastidor tipo		IT

Conexiones lado caliente : 1.00 INCH Threaded pipe NPT, AISI 316
Conexiones lado frío: 1.00 INCH Threaded pipe NPT, AISI 316

PRECIO UNITARIO	$1,155.00 USD + IVA
DISEÑADO POR	EGX


F1
F2
F3
F4
70
200
381
460
L
L1
B1
B2
B3
B4
70
LAYER DK TURNED OFF
Dimensions without tolerance: ISO 2768-m
ISO projektion
Drawn: LGK
Date: 10-10-2006
Check:
Date:
SONDEX
Jernet 9
DK-6000 Kolding
Description: S4a IT / FT PN10
DIMENSIONED DRA
Rev. date:
Rev. r
0

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cengel, Y. A. (2011.). Transferencia de calor y masa. Mc. Graw Hill, 4ª Edición.

Cengel, Y. A. (2012). Termodinámica. Mc. Graw Hill, 7ª Edición.

Holman, j. (1998). transferencia de calor. Mc. Graw Hill, 8ª, .

Plantilla Simple. (12 de octubre de 2011). Funcionamiento y Aplicaciones de Calderas Industriales. Calderas Industriales. Sitio web: http://calderasindustrialesperu.blogspot.mx/2011/10/funcionamiento-y-aplicaciones-de.html.

(2012). Intercambiadores de calor de placas. HRS Heat Exchangers fabrica intercambiadores de calor y bombas de pistón para la industria alimentaria y otras industrias. Sitio web:

http://www.hrs-heatexchangers.com/es/productos/componentes/intercambiadores-de-calor-de-placas/default.aspx

Comeval. (2006). Intercambiadores de Calor de Placas, Características de Diseño Generales. 123, de Comeval, S.L. Sitio web: http://www.comeval.es/pdf/cat_tec/intercambiadores/intercambiadores_A4_esp.pdf.