



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2017/18

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

ALUMNO

Iago Montes Flores

TUTOR

Alberto Arce Ceinos

FECHA

SEPTIEMBRE 2018

TÍTULO Y RESUMEN

Diseño ingenieril y mecánico de intercambiador de calor aéreo para enfriamiento de 220 ton/h de agua

El contenido de este proyecto es el diseño ingenieril y mecánico de un intercambiador de calor aéreo cuyo propósito es el enfriamiento de un caudal másico de agua de proceso de 220 ton/h.

El intercambiador de calor es de flujo transversal con tubos aleteados, por los que circula el caudal de agua. Estos tubos se agrupan en haces que son atravesados con un caudal másico de aire de 2.220 ton/h para enfriar el fluido de proceso desde 120,8°C hasta 60°C. El aire entra en el intercambiador a una temperatura ambiente de 20°C y sale a 45°C.

Deseño enxeñeril e mecánico de intercambiador de calor aéreo para arrefriamento de 220 ton/h de auga

O contido deste proxecto é o deseño enxeñeril e mecánico dun intercambiador de calor cuxa finalidade é o arrefriamento dun caudal másico de auga de proceso de 220 ton/h.

O intercambiador de calor é de fluxo transversal con tubos aleteados, polos que circula o caudal de auga. Estes tubos agrúpanse en feixes que son atravesados cun caudal másico de aire de 2220 ton/h para enfriar o fluído de proceso dende 120,8°C ata 60°C. O aire entra no intercambiador a unha temperatura ambiente de 20°C e sale a 45°C.

Engineering and mechanical design of air heat exchanger for cooling 220 ton/h of water

This project carries out the engineering and mechanical design of a heat exchanger whose purpose is to cool a water stream with a mass flow of 220 ton/h.

The heat exchanger is cross flow with finned tubes, wherein water circulates. These tubes are grouped in bundles that are traversed with an air mass flow of 2200 ton/h to cool the process fluid from 120.8°C to 60°C. Air enters into the exchanger at an ambient temperature of 20°C and leaves it at 45°C.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I: MEMORIA

ANEJO I: CÁLCULOS

DOCUMENTO II: PLANOS

DOCUMENTO III: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO IV: PRESUPUESTO



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO/MÁSTER
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento I

MEMORIA

Índice

1 Objeto	7
2 Alcance	8
3 Antecedentes	9
3.1 Intercambiadores de calor aéreos	9
3.1.1 Partes de los intercambiadores de calor aéreos	10
3.1.2 Configuraciones de intercambiadores de calor aéreos	15
3.1.3 Sistemas de corriente forzada y corriente inducida	17
4 Normas y referencias	19
4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas	19
4.2 Programas de cálculo	19
4.3 Programas de diseño	19
5 Requisitos de diseño	20
6 Análisis de soluciones	21
7 Resultados finales	22

Índice de tablas

Tabla 1. Especificaciones del intercambiador (1/2).	23
Tabla 2. Especificaciones del intercambiador (2/2).	24

Índice de figuras

Figura 1. Haz de tubos.....	9
Figura 2. Esquema de las agrupaciones de los haces de tubos.....	9
Figura 3. Distribuciones de tubos más comunes según la norma TEMA.....	10
Figura 4. Aleteado con pie en L simple.	11
Figura 5. Aleteado con pie en L doble.....	11
Figura 6. Aleteado incrustado.	12
Figura 7. Aleteado extruido.....	12
Figura 8. Cabezal tipo tapón.....	13
Figura 9. Cabezal de placa de cubierta.....	13
Figura 10. Cabezal tipo colector de tubos.....	14
Figura 11. Cabezal tipo sombrero.....	14
Figura 12. Configuración horizontal.....	16
Figura 13. Configuración en A.....	16
Figura 14. Configuración vertical.....	16
Figura 15. Sistema de corriente forzada.....	17
Figura 16. Sistema de corriente inducida.....	17

1 OBJETO

El objetivo de este proyecto es el diseño ingenieril y mecánico de un intercambiador de calor para enfriar 220 ton/h de agua desde 120,8°C hasta la temperatura requerida de 60°C. Dicho intercambiador utiliza el aire a una temperatura ambiente de 20°C como fluido frío para el enfriamiento del agua de proceso, de esta manera, obtenemos un intercambiador de calor con menores costes de operación.

El diseño ingenieril consiste en el cálculo del área de transferencia de calor necesaria, además del número de tubos, sus dimensiones y las características del aleteado para satisfacer correctamente el enfriamiento, a partir de los factores de diseño del intercambiador como la potencia, efectividad y número de áreas de transferencia, las temperaturas de entrada y los caudales de ambos flujos. Posteriormente, se completará con un diseño mecánico en base a la norma UNE-EN ISO 13706:2011 con el que se determinarán materiales, dimensiones y espesores de los componentes del intercambiador.

2 ALCANCE

El alcance de este proyecto comprende el diseño ingenieril del intercambiador de calor necesario, que consiste en el cálculo del área de transferencia necesaria, la potencia del intercambiador de calor, el coeficiente global de transferencia de calor y las pérdidas de presión en función del fluido de proceso, las temperaturas de entrada y salida de dicho fluido y la temperatura ambiente del aire, teniendo en cuenta las limitaciones mecánicas existentes. Para ello se han determinado los coeficientes de transferencia de calor por convección tanto de flujo interno como del externo.

Además, se incluye el diseño mecánico, que contendrá la selección y el dimensionado de todos los elementos del intercambiador, así como los espesores requeridos en función del material y las condiciones de presión y temperatura. Con ello, se podrá obtener final el coste del equipo.

Con esto, en el presente proyecto se definirá:

- El área de transferencia de calor.
- Las pérdidas de carga del flujo interno.
- Los tamaños y espesores de:
 - Los tubos.
 - El aleteado.
 - Los cabezales.
 - Las boquillas.
 - Las bridas.
 - Los tornillos tapón.
 - Los ventiladores.
 - La caja y el anillo de los ventiladores.
- El coste de los equipos.

También se escogerá la junta adecuada para las bridas, el tipo de soldadura empleado en los componentes del intercambiador y el motor utilizado para el movimiento de los ventiladores.

3 ANTECEDENTES

3.1 Intercambiadores de calor aéreos

Los intercambiadores de calor aéreos son equipos que favorecen el intercambio de calor entre dos flujos, uno caliente y uno frío, pudiendo ser tanto líquidos como gaseosos.

En el caso de los intercambiadores de calor aéreos, el flujo frío se trata de aire recogido de la atmósfera que será impulsado mediante ventiladores por el exterior de los tubos. Por el interior de dichos tubos circula el fluido que se pretende enfriar.

Los tubos se agrupan en haces de tubos, que suponen el ensamblaje de los cabezales, los tubos, los soportes de los tubos y los marcos laterales (figura 1). Los haces de tubos se agrupan en bahías. Un ventilador puede estar asociado a varios haces de tubos en paralelo, aunque generalmente se asocia dos haces. La agrupación de bahías en paralelo que cumplan un único servicio se denomina unidad y a su vez, la agrupación de unidades en paralelo en una estructura continua se denomina como banco de intercambiadores de calor aéreos. Este hecho se puede observar mejor en la figura 2.



Figura 1. Haz de tubos.

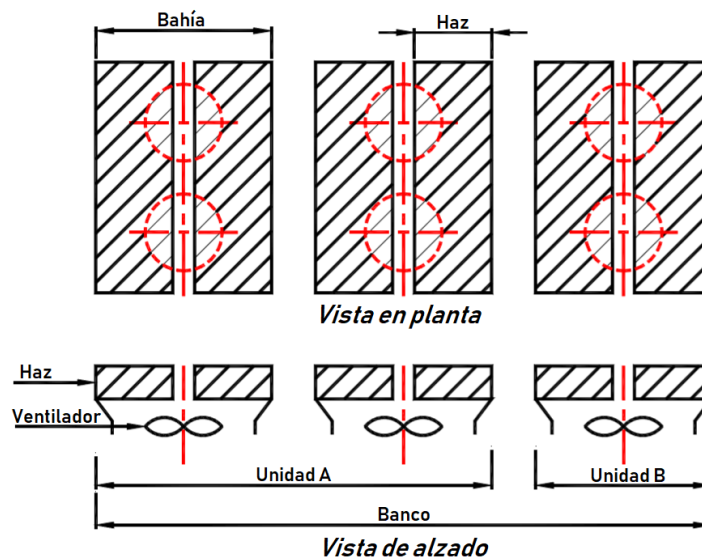


Figura 2. Esquema de las agrupaciones de los haces de tubos.

3.1.1 Partes de los intercambiadores de calor aéreos

Se realiza a continuación la explicación de las diferentes partes de estos intercambiadores, presentando además las diferentes opciones para posibles.

3.1.1.1 Tubos aleteados

Los tubos son el núcleo de este tipo de intercambiadores de calor. Por su interior circulara el fluido caliente que será enfriado gracias al aire que pasa por el exterior de los mismos. Esto es, a través de la pared de los tubos se produce el intercambio de calor entre los fluidos, manteniéndolos separados.

El número de veces que un tubo atraviesa al intercambiador entre ambas cabezas se conoce como número de pasos por tubos. Este número podrá ser mayor que uno si es necesario, aunque generalmente se dispone de uno o dos. Números mayores son normalmente inadmisibles por el gran caudal y velocidad del aire que se necesitarían.

Existen diferentes distribuciones para la formación del haz de tubos. Las más usadas las podemos observar en la figura 3.

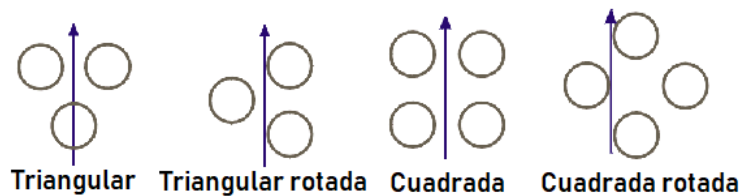


Figura 3. Distribuciones de tubos más comunes según la norma TEMA.

Dado el bajo coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, es inevitable la utilización de tubos aleteados para conseguir una mayor superficie de transferencia por unidad de longitud de tubo que favorezca el intercambio de calor.

El tubo base puede ser de cualquier material comercialmente disponible que se adecúe al proceso, considerando la presión, la temperatura y la corrosión, aunque lo más común es el uso de acero al carbono o acero inoxidable.

En cuanto a las aletas, estas suelen ser de sección circular, aunque es posible también el uso de aletas de sección elíptica. El material más utilizado para las aletas es el aluminio por su buena relación entre la conductividad térmica y el coste, aunque pueden ser también de acero, cobre, titanio u otros materiales en función de las necesidades.

El valor más estándar para el diámetro de tubo es de 1 pulgada, aunque es posible utilizar mayores diámetros para solventar la caída de presión.

Con un grosor que puede ser tan fino como 0,016 pulgadas (0,4 mm), la distribución de aletas a lo largo del tubo suele ser entre 7 y 11 aletas por pulgada (276 a 433 aletas por metro). Las alturas más comunes son 3/8 de pulgada, 1/2 de pulgada y 5/8 de pulgada.

Se pueden diferenciar varios tipos de aleteado según su fabricación y ensamblaje al tubo. Explicaremos brevemente los tipos principales a continuación.

3.1.1.1 Aleteado con pie en L simple

El aleteado con pie en L simple consiste en una aleta circular que envuelve al tubo helicoidalmente con un recodo en la base donde se une al tubo. Una cobertura total del tubo por dicho recodo ofrece una buena protección contra la corrosión atmosférica. Su uso está limitado a procesos donde el fluido caliente entra a una temperatura menor de 130°C. En la figura 4 se representa este tipo de aleteado.

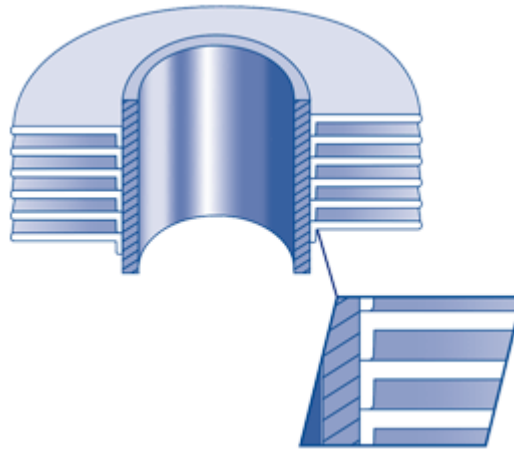


Figura 4. Aleteado con pie en L simple.

3.1.1.1.2 Aleteado con pie en L doble

Este tipo de aleteado es similar al anterior, pero en este caso existe un doble recodo que monta tanto al tubo como a la aleta anterior, como vemos en la figura 5. Ofrecen una mayor protección contra la corrosión que las anteriores, pero por su mayor coste son solo utilizadas en ambientes muy corrosivos. Su uso está limitado a temperaturas de entrada del fluido de proceso menores de 170°C.

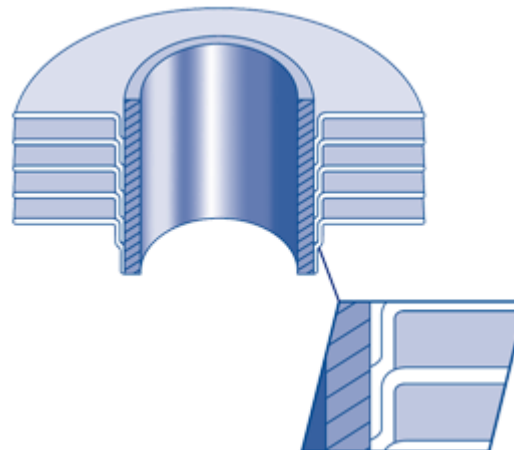


Figura 5. Aleteado con pie en L doble.

3.1.1.1.3 Aleteado incrustado

Para la construcción de este aleteado se realiza inicialmente una ranura helicoidal en la superficie exterior del tubo. Posteriormente se inserta la aleta que se mantiene fija gracias a la tensión que ejerce la ranura sobre ella (Figura 6). No protegen el tubo como los aleteados anteriores, pero son las más usadas en atmósferas poco corrosivas. Pueden soportar hasta 400°C de temperatura del fluido de proceso.

Este tipo de aleteado requiere mayores espesores de tubos por la profundidad del ranurado, que suele ser de 0,3 mm. La norma API 661 especifica un espesor de tubo mínimo de 2,1 mm para acero al carbono y aceros de baja aleación y 1,65 mm para acero inoxidable.

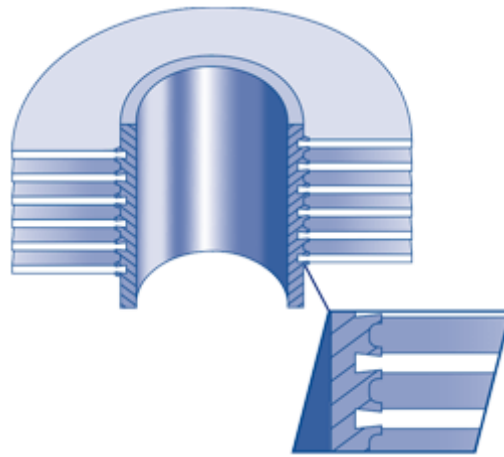
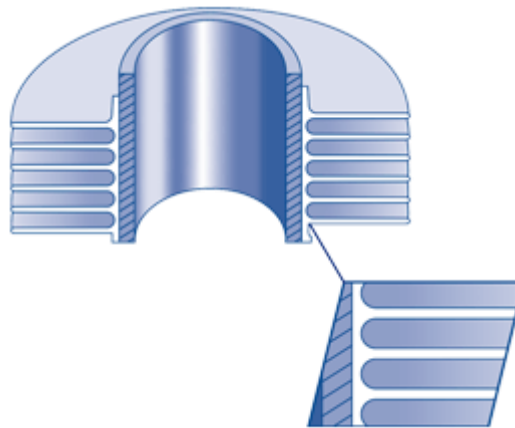


Figura 6. Aleteado incrustado.

3.1.1.4 Aleteado extruido

Este aleteado consiste básicamente en un tubo doble, de forma que al tubo más externo se le realiza un proceso de mecanizado en frío que da forma a las aletas, como se muestra en la figura 7. El tubo interior queda perfectamente protegido, por lo que poseen una alta resistencia a atmósferas corrosivas. Por su proceso de fabricación, los costes de estos tubos son mayores a los anteriores. Su uso se limita a temperaturas del fluido de proceso menores a 290°C.



una

Figura 7. Aleteado extruido

3.1.1.2 Cabezales

La función de los cabezales es introducir el fluido caliente en los tubos, además de recibir y devolver dicho fluido por las boquillas de entrada y salida respectivamente. Estos cabezales están dispuestos en el marco lateral permitiendo el movimiento debido a la expansión térmica.

Existen varios tipos de cabezales según su construcción. Los más comunes serán explicados a continuación.

3.1.1.2.1 Cabezal tipo tapón

Este tipo de cabezal consiste en una caja rectangular soldada, con boquillas en la placa superior. Los tubos llegan a la placa frontal, con una unión generalmente soldada por encima de 70 bar o con un ensamblaje por dilatación por debajo de dicha presión. Frente a esta placa frontal se encuentra la placa de tapones, que permiten la limpieza mecánica de cada tubo y su taponamiento en caso de pérdidas o escapes.

Es un tipo de cabezal relativamente barato y se puede emplear en servicios con presiones de hasta 175 bar.

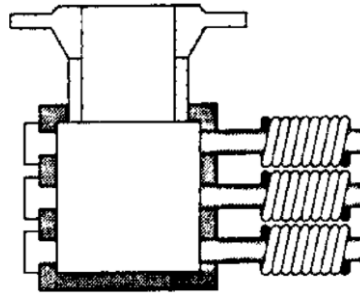


Figura 8. Cabezal tipo tapón.

3.1.1.2.2 Cabezal tipo placa de cubierta

Este tipo de cabezal se utiliza sobretodo en servicios con tendencia a formar depósitos, por la facilidad para limpieza ya que solo hay que retirar una placa común en lugar de tapones individuales. Sin embargo, soportan menores presiones, limitándose su uso en valores por debajo de los 40 bar, ya que para mayores presiones su coste aumenta notoriamente, además del espesor de la placa de cubierta. La unión de los tubos a la placa de tubos es similar al caso anterior.

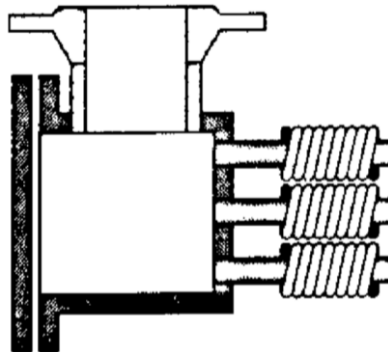


Figura 9. Cabezal de placa de cubierta.

3.1.1.2.3 Cabezal tipo colector de tubos

Para servicios con presiones muy elevadas, mayores a 17,5 MPa, se usan principalmente los cabezales tipo colector de tubos. Los tubos se sueldan a unos tubos de conexión que salen del propio cabezal. Por limitaciones de construcción, el número de filas de tubos está restringido a uno o dos, y con ello también lo está el número de pasos por tubo. La limpieza solo se puede llevar a cabo mediante químicos o realizando cortes, por lo que no se recomienda su uso en servicios sucios.

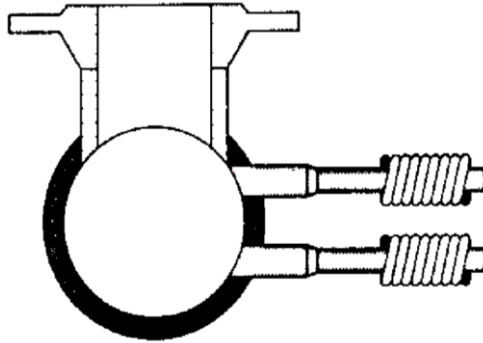


Figura 10. Cabezal tipo colector de tubos.

3.1.1.2.4 Cabezal tipo sombrero

Esta construcción consiste en un cabezal con forma de sombrero soldado a la placa de tubos. Los costes de este tipo son baratos, pero con la desventaja de que los tubos deben ser extraídos para su limpieza u otras operaciones.

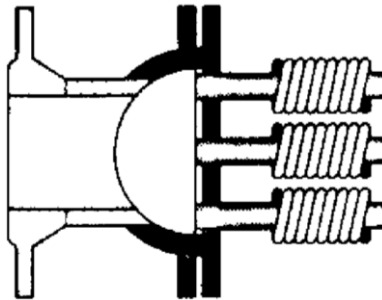


Figura 11. Cabezal tipo sombrero.

3.1.1.3 Soportes de los tubos

Debido a la longitud de los tubos, se necesitan ciertas estructuras de soporte para los tubos. Estas estructuras suelen ser cajas de aluminio o collares de cinc moldeados en los propios tubos.

3.1.1.4 Marcos laterales

Los marcos laterales tienen dos objetivos. Por una parte, soportan los cabezales y los tubos, proporcionando rigidez al haz de tubos. Por otra, actúan como sello evitando el desvío del aire.

3.1.1.5 Ventiladores

Para que el caudal de aire atraviese el haz de tubos en contra de la presión estática, en los intercambiadores de calor aéreos se utilizan ventiladores axiales, aunque también existe una pequeña fracción de estos intercambiadores que está servida con ventilación natural. Los diámetros de los ventiladores están generalmente comprendidos entre 1,8 y 5,5 metros. Estos equipos tienen curvas de características que están especificadas por cada fabricante, proporcionando información respecto al volumen de aire, presión estática, potencia consumida y ruido.

Entre los ventiladores y el haz de tubos se encuentra la cámara del ventilador, que consiste en un conducto en forma de caja rectangular de piramidal truncada para la correcta distribución del aire.

Los motores eléctricos suelen ser los elegidos a la hora de mover el ventilador, aunque en algunos casos también pueden ser movidos por una turbina de vapor o por motores de combustión. El motor puede transmitir el giro al eje o por otros mecanismos como pueden ser las correas.

Distinguimos dos partes principales del ventilador, de las que hablamos a continuación.

3.1.1.5.1 Hélice

El centro de la hélice está montado sobre el eje, y a dicho centro se acoplan las aspas del ventilador. Los materiales de los que suele estar fabricado son hierro, acero y aluminio.

Existen dos tipos principales, un centro manualmente ajustable con el que solo se puede variar el ángulo de las aspas cuando el ventilador no esté en movimiento y otro centro autovariable, que puede modificar dicho ángulo con el ventilador en movimiento, permitiendo controlar el ángulo en función de la temperatura de salida del fluido de proceso.

Las aspas pueden ser tanto de metal, que suele ser aluminio, o de polímeros reforzados con fibras (FRP), estando estos últimos limitados a temperaturas menores que 70°C.

Un mayor número de aspas permite desplazar un mismo volumen de aire que un número menor, con la ventaja de poder hacerlo a menor velocidad de giro. Aunque con el aumento del número de aspas también disminuye la eficiencia del ventilador, ya que las aspas trabajarán más cerca de la zona turbulenta que deja el aspa adyacente. También se consigue desplazar el mismo volumen de aire a menor velocidad con el aumento de la anchura de las aspas, además de reducir el ruido. Todas las aspas deben de tener el mismo ángulo de inclinación, que generalmente se encuentra en un rango de 12° a 27°, ya que a menores ángulos disminuye la eficiencia y a mayores de desestabiliza el flujo de aire.

3.1.2 Configuraciones de intercambiadores de calor aéreos

El haz de tubos de los intercambiadores de calor aéreos puede tener diferentes orientaciones, siendo la horizontal la más común por su mayor facilidad a la hora de realizar mantenimientos. El giro del ventilador se produce también en un plano horizontal, por lo que el de aire atraviesa perpendicularmente al haz de tubos. Esta disposición se puede observar en la figura a continuación:

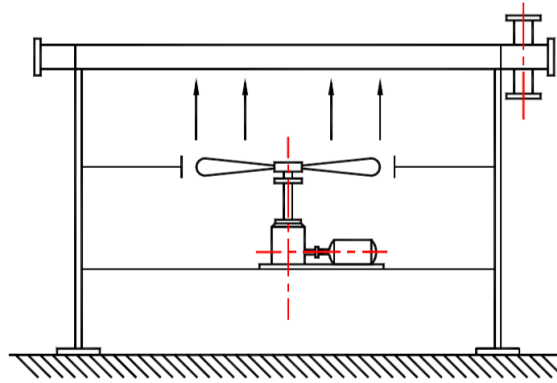


Figura 12. Configuración horizontal.

Otra posible disposición es la configuración en A, cuyo uso es prácticamente exclusivo de plantas de potencia para condensar el vapor de salida de la turbina. En este caso los tubos se encuentran inclinados con un ángulo de entre 45° y 60° , con el ventilador debajo formando un triángulo, como se ve en siguiente la figura.

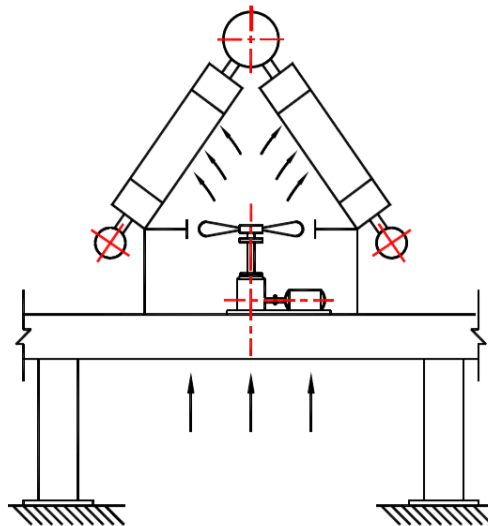


Figura 13. Configuración en A.

También es común el uso de la configuración vertical (figura 14) cuando se necesita un diseño muy compacto, pero tienen la desventaja de tener una peor circulación del flujo de aire y con ello un peor desempeño.

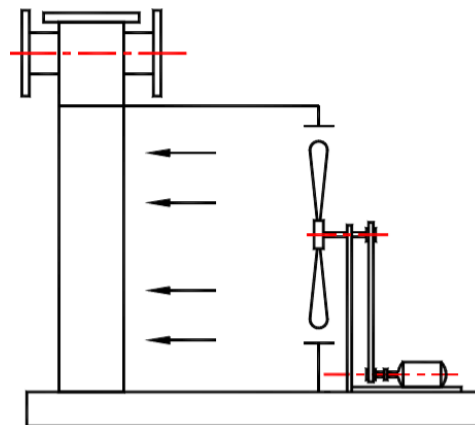


Figura 14. Configuración vertical.

3.1.3 Sistemas de corriente forzada y corriente inducida.

De acuerdo a la posición relativa entre el haz de tubos y el ventilador, se puede hacer una clasificación como ventilador de tiro forzado o inducido, independientemente de la orientación del haz de tubos.

En los sistemas de tiro forzado (figura 15), el aire es impulsado por los ventiladores y forzado a pasar entre los tubos, siempre desde abajo hacia arriba para evitar la recirculación del aire caliente.

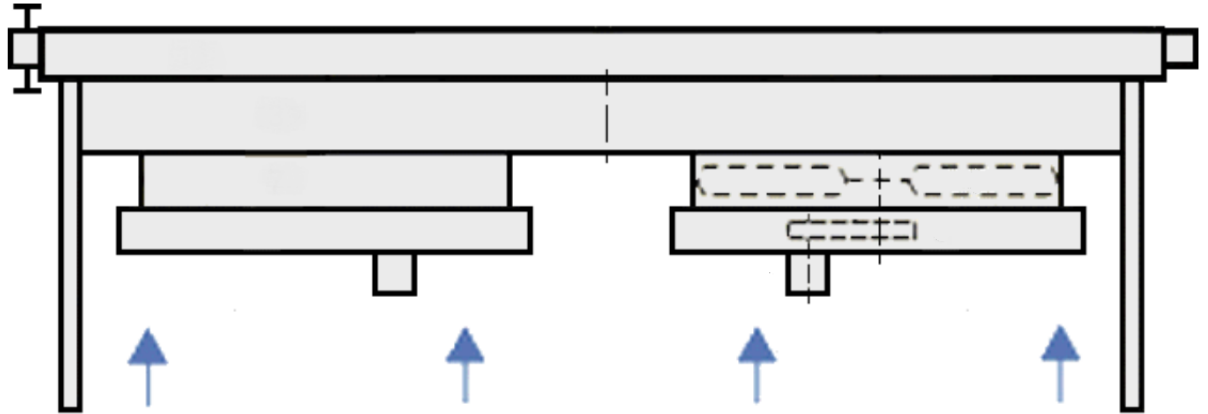


Figura 15. Sistema de corriente forzada.

Ofrecen una buena accesibilidad para el mantenimiento de los ventiladores, ya que el motor y otros elementos están situados bajo el haz de tubos. Además, la vida útil de las aspas es mayor ya que están expuestas al aire frío de entrada y no al caliente de salida. La caída de presión, y con ello el consumo, es algo menor que en corriente inducida por trabajar en el lado frío del aire. Por la contra, la distribución del aire a través del haz de tubos es más deficiente y es más probable aparición de recirculación de aire caliente por la menor velocidad en la salida. Adicionalmente, se dificulta el control del proceso y empeora su estabilidad por la exposición del haz de tubos a la luz solar y a fenómenos atmosféricos como lluvia, nieve o granizo.

En los sistemas de tiro inducido (figura 16), el aire es succionado a través del haz y luego pasa por los ventiladores. El sentido del flujo también es desde abajo hacia arriba por el mismo motivo que los sistemas anteriores, aunque en este caso es menos probable dicho fenómeno.

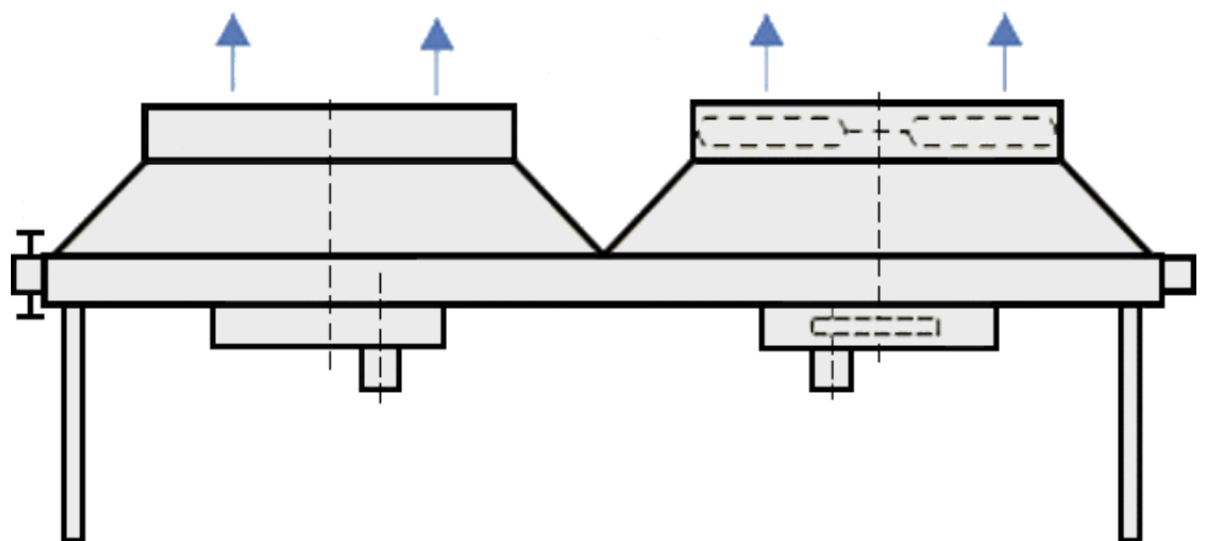


Figura 16. Sistema de corriente inducida.

Las principales ventajas de la corriente inducida es su mejor distribución a través del haz de tubos, la menor probabilidad de recirculación de aire caliente, la mayor facilidad en el control del proceso y la protección contra el sol, lluvia, granizo y nieve. Además, en caso de fallo del ventilador funcionan mejor que los de corriente forzada y en caso de que haya fugas del fluido del proceso no se puede dañar el ventilador. Por su parte, tienen la desventaja de tener un mayor consumo por trabajar en la salida de aire caliente, dónde hay una mayor caída de presión. También tienen una menor accesibilidad para el mantenimiento y necesitan un eje más ya que el motor del ventilador se sitúa bajo el haz de tubos.

4 NORMAS Y REFERENCIAS

4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

Normas ASME

- **Tubos:** ASME B36.19M
- **Bridas:** ASME B16.5
- **Juntas para bridas:** ASME B16.21

Normas UNE

- **Intercambiadores de calor aéreos:** UNE-EN ISO 13706:2011

Normas TEMA

- **Patrón de tubos**

4.2 Programas de cálculo

Para la obtención de las propiedades de los fluidos, y realizar los cálculos representados en el Anejo de Cálculos se ha hecho uso de los siguientes programas:

- *Engineering Equation Solver (EES)*
- Microsoft Excel

4.3 Programas de diseño

La elaboración de los planos presentes en el documento Planos se ha realizado a través del programa AutoCAD.

5 REQUISITOS DE DISEÑO

Cliente: Escuela Politécnica Superior

En este proyecto se requiere el diseño de un intercambiador de calor capaz de enfriar un caudal másico de agua de proceso de 220 ton/h. La temperatura de entrada de dicho caudal será 120,8°C y se debe conseguir su enfriamiento hasta una temperatura de salida de 60°C.

6 ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Para el cumplir con los requerimientos, se implantará un intercambiador de calor aéreo. La razón por la que usar este tipo de intercambiador es su menor coste de operación, a pesar de su mayor coste inicial, frente a intercambiadores enfriados por líquidos. Además, para las temperaturas de los fluidos planteadas, se recomienda el uso de intercambiadores de calor aéreos.

Inicialmente se ha planteado un diseño con una sola bahía, pero el gran caudal de aire necesario para enfriar las 220 ton/h de agua se traducía en una velocidad del aire inaceptable, ya que según la norma UNE-EN ISO 13706:2011 esta velocidad no puede ser superior a 3,6 m/s en el caso de ventilación de tiro forzado, por lo que se ha optado finalmente por tres bahías en paralelo. Cada bahía contendrá 336 tubos aleteados con un único paso por tubo, repartidos en dos cabezales tanto de salida como de entrada con tres filas cada uno. Se ha intentado compactar más el diseño, pero conlleva a una velocidad en el lado del aire inaceptable.

7 RESULTADOS FINALES

En el presente proyecto se ha diseñado ingenieril y mecánicamente un intercambiador de calor aéreo.

Dicho intercambiador consta de tres bahías en paralelo, cada una con un haz de tubos de un único paso por tubo por donde circulan en total 220 ton/h de agua de proceso. Este flujo interno es enfriado con 2200 ton/h de aire obtenido de la atmósfera a la temperatura ambiente de 20°C, y que sale del intercambiador a 45°C.

Los haces de tubos de cada bahía cuenta con 336 tubos, repartidos en tres filas. La distribución de los mismos es triangular, con una separación vertical entre centros de tubos de filas contiguas y una separación horizontal entre centros de tubos contiguos de 60 mm.

Los tubos, que son de acero inoxidable Tipo 316. Tienen una longitud de 8 m, un diámetro exterior de 25,4 mm y un espesor de 1,65. Además, cuentan con un aleteado helicoidal de aluminio con pie en L, cuyas aletas presentan 12,7 mm de altura y 0,4 mm de espesor. La distribución a lo largo del tubo es de 355 aletas por metro de tubo.

Se dispone de dos cabezales de entrada y dos de salida por bahía, todos del tipo tapón y construidos totalmente en acero inoxidable Tipo 316. La placa de tubos y la de tapones tienen un espesor de 16 mm, las restantes cuentan con 10 mm de espesor. Los tubos están ensamblados a la placa portatubos por expansión, por lo que los agujeros de dicha placa cuentan con una ranura de 3 mm de ancho y 0,4 mm de profundidad.

Los tornillos tapón tienen un diámetro nominal de 31,75 mm, una longitud bajo la cabeza de 22,225 mm con rosca del tipo 12 UNF y una cabeza hexagonal de 34,925 mm. Se cuenta con un total de 2016 tornillos tapón.

Cada cabezal contará con dos boquillas que llegan a la placa superior. Dichas boquillas están también hechas en acero inoxidable tipo 316, con unas dimensiones de 175 mm de longitud, 114,3 mm de diámetro exterior y 13,49 mm de espesor.

Cada bahía tiene dos ventiladores de 3,8 m de diámetro en serie. Estos ventiladores tienen una hélice compuesta totalmente de aluminio, tanto el centro como las aspas, cuyo ángulo será regulable. Cada ventilador tendrá su propia caja protectora y anillo, fabricados en acero inoxidable Tipo 316, además de un motor trifásico de 60 CV.

Tabla 1. Especificaciones del intercambiador (1/2).

AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET (SI UNITS)		Job No. _____	Item No. _____
		Page <u>1 of 2</u>	By _____
		Date _____	Revision _____
		Proposal No. _____	Contract No. _____
		Inquiry No. _____	Order No. _____
Manufacturer _____		Heat exchanged, kW	<u>15605.34</u>
Model No. _____		Surface/item-finned tube, m ²	<u>9352.126</u>
Customer Escola Politécnica Superior de Ferrol		Bare tube, m ²	<u>643.479</u>
Plant location _____		MTD, eff., °C	<u>55.99°C, 0.6032</u>
Service _____		Transfer rate-finned, W/m ² ·K	<u>32.443</u>
Type draught <input type="radio"/> Induced <input checked="" type="radio"/> Forced		Bare tube, service, W/m ² ·K	_____
Bay size (W × L), m 6870 x 8464	No. of bay/items 3	Clean, W/m ²	_____
Basic design data			
Pressure design code ASME BPVC VIII		Structural code _____	
Tube bundle code stamped <input type="radio"/> Yes <input type="radio"/> No		Flammable service <input type="radio"/> Yes <input checked="" type="radio"/> No	
Heating coil code stamped <input type="radio"/> Yes <input type="radio"/> No		Lethal/toxic service <input type="radio"/> Yes <input checked="" type="radio"/> No	
Performance data — Tube side			
Fluid name Water		Temperature, °C	In <u>120.8</u> Out <u>60</u>
Total fluid entering, kg/h 220000		Total flow rate (liq./vap.), kg/h	220000 / 0 220000 / 0
Dew/bubble point, °C _____		Water/steam, kg/h	_____ / _____
<input type="radio"/> Pour point <input checked="" type="radio"/> Freeze point, °C _____		Noncondensable, kg/h	_____ / _____
Latent heat, kJ/kg 2257		Relative molecular mass. (vap./non-cond.)	_____ / _____
Inlet pressure <input type="radio"/> kPa (ga) <input checked="" type="radio"/> kPa (abs) 400		Density (liq./vap.), kg/m ³	943.846 / 983.771
Pressure drop (allow./calc.), kPa 50 / 0.16		Specific heat (liq./vap.), J/kg·K	4.252 / 4.207
Velocity (allow./calc.), m/s 1.5 / 0.165		Thermal conductivity (liq./vap.), W/m·K	0.6621 / 0.6693
Inside foul res., m ² ·K/W 0.000172084		Viscosity (liq./vap.), N/m	0.06046 / 0.05459
Performance data — Air side			
Air inlet temperature (design dry bulb), °C 20		Face velocity, m/s 3.253	
Air flow rate/item, (kg/h) (m ³ /h) 2200000 / 190558.68		Min. design ambient temp., °C _____	
Mass velocity (net free area), kg/s·m ² 5.388		Altitude, m 2.7108	
Air outlet temperature, °C 45.03		Static pressure, kPa 150	
Air flowrate/fan, m ³ /h 635195.611			
Design, materials and construction			
Design pressure, kPa (ga) 400		Heating coil	
Test pressure, kPa (ga) _____		No. of tubes 1008	O.D., mm 25.4
Design temperature, °C 20		Tube material Stainless Steel 316	
Min. design metal temperature, °C _____		Fin material and type Aluminium L-footed	
Tube bundle		Thickness, mm 1.65	
Size (W × L), m 3.410 x 8		Pressure design code ASME BPVC VIII	
No./bay 2	No. of tube rows 3	Stamp? <input type="radio"/> Yes <input type="radio"/> No	
Bundles in parallel 2	In series 1	Heating fluid Water	Flow, kg/s 61.11
Structure mounting <input type="radio"/> Grade <input checked="" type="radio"/> Pipe rack <input type="radio"/> Other		Temperature (in/out), °C 120.8 / 60	
Pipe-rack beams (distance C-C) _____		Inlet pressure, kPa (ga) 300	
Ladders, walkways, platforms <input type="radio"/> Yes <input checked="" type="radio"/> No		Pressure drop (allow./calc.), kPa 50 / 0.14	
Structure surf. prep./coating _____		Design temp., °C, des. press., kPa (ga) 20 / 400	
Header surf. prep./coating _____		Inlet/outlet nozzle, DN 100 / 100	
Louvre		Header	
Material _____		Type Plug header	
Action control: <input type="radio"/> Auto <input type="radio"/> Manual		Material Stainless Steel 316	
Action type: <input type="radio"/> Opposed <input type="radio"/> Parallel		Corr. allow., mm _____	
		No. of passes * 1	

* Give tube count of each pass if irregular.

Tabla 2. Especificaciones del intercambiador (2/2).

AIR-COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET (SI UNITS)		Job No. _____	Item No. _____
		Page <u>2 of 2</u>	By _____
		Date _____	Revision _____
		Proposal No. _____	Contract No. _____
		Inquiry No. _____	Order No. _____
Header (continued)		No./bundle <u>336</u>	Length, m <u>8</u>
Slope, mm/m <u>0</u>		Pitch, mm <u>60</u>	
Plug material <u>Stainless Steel 316</u>		Layout <u>Triangular</u>	
Gasket material <u>Graphite</u>		Fin	
Nozzle No. Size, DN Rating and facing		Type <u>L-footed</u>	
Inlet <u>2</u> <u>100</u>		Material <u>Aluminium</u>	
Outlet <u>2</u> <u>100</u>		Stock thickness, mm <u>0.4</u>	
Vent _____		Selection temperature, °C <u>130</u>	
Drain _____		O.D., mm. <u>50.8</u> No./m <u>335</u>	
Misc. conn's: TI _____ PI _____		Customer specification _____	
Chemical cleaning _____			
Min. wall thickness, mm <u>13.49</u>			
Tube			
Material <u>Stainless Steel 316</u>			
O.D., mm. <u>25.4</u>	Min. wall thickness, mm. <u>0.06</u>		
Mechanical equipment			
Fan		Speed, r/min <u>3000</u>	Service factor <u>1.15</u>
Manufacturer & model _____		Totally Enclosed Fan-Cooled	
No./bay <u>2</u>	Speed, r/min _____	Volt <u>230/460</u>	Phase <u>3-Phase</u> Cycle _____
Diameter, m <u>3.8</u>	No. of blades <u>6</u>	Fan noise level (allow./calc.), dB(A), @m _____ / _____	
Angle _____		Speed reducer	
Pitch adjustment: <input checked="" type="radio"/> Manual <input checked="" type="radio"/> Auto		Type _____	
Blade material <u>Aluminium</u>	Hub material <u>Aluminium</u>	Manufacturer & model _____	
kW/fan.@des.temp. _____	@min.amb. _____	No./bay <u>2</u>	
Max. allow./calc.tip speed, m/s _____	<u>61</u> / <u>49.74</u>	Service factor _____	Speed ratio <u>12</u> /1
Driver		Support: <input type="radio"/> Structure <input type="radio"/> Pedestal	
Type <u>Electric motor</u>		Vib. switch: <input type="radio"/> Yes <input type="radio"/> No	
Manufacturer & model <u>MARATHON MOTORS - 364TSTFCD6001</u>		Enclosure _____	
No./bay <u>2</u>	Driver kW <u>45</u>		
Controls air-side			
Air recirculation: <input type="radio"/> None <input type="radio"/> Internal <input type="radio"/> External		Louvres: <input type="radio"/> Inlet <input type="radio"/> Outlet <input type="radio"/> Bypass	
Over: <input type="radio"/> Side <input type="radio"/> End		Positioner: <input type="radio"/> Yes <input type="radio"/> No	
Degree control of outlet process temp. (max. cooling), +/- °C _____ / _____		Signal air pressure, kPa (ga)	
Action on control signal failure _____		From _____ To _____	
Fan pitch: <input type="radio"/> Minimum <input type="radio"/> Maximum <input type="radio"/> Lockup		From _____ To _____	
Louvres: <input type="radio"/> Open <input type="radio"/> Close <input type="radio"/> Lockup		Supply air pressure, kPa (ga)	
Actuator air supply _____		Max. _____ Min. _____	
Fan: <input type="radio"/> None <input type="radio"/> Positioner <input type="radio"/> Bias relay		Max. _____ Min. _____	
Shipping			
Plot area (W x L), m <u>182.907</u>		Total Shipping, kg <u>18172.612</u>	
Bundle mass, kg _____			
Bay _____			

En Ferrol, a septiembre de 2018.



Fdo.: Iago Montes Flores



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Anejo I

CÁLCULOS

Índice

1	Diseño ingenieril	7
1.1	Cálculo del área de transferencia.....	7
1.1.1	Método de la efectividad y el NUT	7
1.1.2	Procedimiento de cálculo.....	11
1.2	Cálculo de las pérdidas de carga.....	17
1.2.1	Pérdidas de carga por el efecto entrada	17
1.2.2	Pérdidas de carga por el efecto momento	18
1.2.3	Pérdidas de carga por el rozamiento en los tubos	19
1.2.4	Pérdidas de carga por el efecto salida.....	19
2	Diseño mecánico	21
2.1	El código ASME.....	21
2.2	La norma UNE.....	21
2.3	Materiales.....	21
2.4	Tubos	22
2.4.1	Diámetro de los tubos.....	23
2.4.2	Aletas	23
2.4.3	Espesor mínimo de los tubos.....	24
2.5	Patrón de tubos	25
2.6	Cabezales.....	25
2.6.1	Dimensiones de los cabezales	25
2.6.2	Espesores de las placas de los cabezales.....	26
2.6.3	Placa de tapones, tornillos tapón y juntas de los tornillos	26
2.6.4	Placa de tubos.....	28
2.6.5	Boquillas.....	29
2.6.6	Bridas	30
2.6.7	Juntas de las bridas.....	31
2.7	Ventiladores.....	32
2.7.1	Diámetro de los ventiladores	32
2.7.2	Distancia entre el ventilador y el haz de tubos	33
2.7.3	Anillo del ventilador.....	33
2.7.4	Hélice	34
2.7.5	Caja del ventilador	34
2.7.6	Potencia del ventilador	34
2.7.7	Motor del ventilador	34
2.7.8	Transmisión del motor del ventilador	35

2.8 Altura libre bajo los ventiladores	35
2.9 Soldaduras	35
3 Resultados	36
3.1 Diseño ingenieril	36
3.2 Coeficiente de transferencia de calor del flujo interno	37
3.3 Coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior	38
3.4 Pérdidas de carga.....	38
3.5 Diseño mecánico	39

Índice de tablas

Tabla 1. Expresiones $\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r)$ para distintos intercambiadores.....	9
Tabla 2. Expresiones $NUT = NUT(\varepsilon, C_r)$ para distintos intercambiadores.....	10
Tabla 3. Expresiones para el numero de Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular.	12
Tabla 4. Expresiones del Nusselt para un distribución de tubos triangular.	13
Tabla 5. Composición química del acero Tipo 316.	22
Tabla 6. Propiedades mecánicas y físicas para distintos tipos de acero.	22
Tabla 7. Temperaturas máximas de operación según el tipo de aleta.....	24
Tabla 8. Valores del parámetro Y en función del material y la temperatura.....	24
Tabla 9. Espesores mínimos de las placas de los cabezales.....	26
Tabla 10. Catálogo de tornillos tapón de USA Industries.	27
Tabla 11. Diámetros nominales de los agujeros y tolerancias.....	28
Tabla 12. Espesores recomendados para las boquillas.	30
Tabla 13. Catálogo brida tipo Welding Neck Class 150 según norma ASME B16.5.	31
Tabla 14. Catálogo de juntas no metálicas para bridas RF según ASME B16.21.	32
Tabla 15. Separación radial entre la punta de las aspas y el anillo.	33
Tabla 16. Resultados del diseño ingenieril.	36
Tabla 17. Propiedades del agua a la temperatura promedio de 90°C.	37
Tabla 18. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interior.	37
Tabla 19. Propiedades del aire a la temperatura promedio de 32,5°C	38
Tabla 20. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo exterior.	38
Tabla 21. Propiedades del agua a las temperaturas de entrada y de salida.....	38
Tabla 22. Resultados de los cálculos de pérdidas de carga.....	38
Tabla 23. Resultados del diseño mecánico de los tubos.....	39
Tabla 24. Resultados del diseño mecánico de los cabezales.....	39
Tabla 25. Resultados del diseño mecánico de los ventiladores.....	40

Índice de figuras

Figura 1. Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos.....	14
Figura 2. Distribuciones de tubos propuestas por la norma TEMA.	14
Figura 3. Eficiencia de aletas circulares de perfil rectangular.	16
Figura 4. Circuito térmico equivalente del intercambiador	16
Figura 5. Parámetros K_c y K_e en función del ratio de contracción o expansión.	18
Figura 6. Cabezal tipo tapón	25
Figura 7. Tornillo tapón y junta del tornillo.....	28
Figura 8. Unión de los tubos a la placa de tubos.....	29
Figura 9. Brida tipo Welding Neck Class 150 según norma ASME B16.5.....	31

1 DISEÑO INGENIERIL

En este apartado se describirá el proceso de cálculo del área de transferencia del intercambiador, para lo que será necesario obtener el número de tubos y sus características y los coeficientes de transferencia de calor por convección de ambos flujos.

1.1 Cálculo del área de transferencia

El método empleado para obtener el área de transferencia de calor de este intercambiador será el de la efectividad ε y el NUT , por lo que definiremos a continuación estos conceptos.

1.1.1 Método de la efectividad y el NUT

La efectividad de un intercambiador se define como la tasa de transferencia de calor efectiva que se produce entre los fluidos q y la tasa máxima de transferencia de calor que se podría alcanzar idealmente en esas condiciones de temperatura $q_{m\acute{a}x}$. Se expresa de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (1)$$

Donde:

$$q = C_C[(T_C)_e - (T_C)_s] = C_F[(T_F)_s - (T_F)_e] \quad (2)$$

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}[(T_C)_e - (T_F)_e] \quad (3)$$

Siendo C_{min} la menor capacidad térmica entre ambos fluidos. En contraposición, nombraremos $C_{m\acute{a}x}$ a la mayor de las mismas. Estas capacidades serán el resultado de multiplicar el calor específico del fluido en cuestión por su caudal másico en una sola bahía.

Para cumplir algunos requisitos del diseño se han proyectado tres bahías idénticas en paralelo, por lo que se realizarán los cálculos para diseñar una de ellas. Por esta razón, los caudales másicos de ambos fluidos empleados en los cálculos serán un tercio del total.

Continuando con el desarrollo, la expresión de la efectividad se puede desarrollar de dos maneras en función de si C_{min} es la capacidad térmica del fluido frío C_F o la del fluido caliente C_C .

$$\text{Si } C_C < C_F \rightarrow C_C = C_{min} \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{(T_C)_e - (T_F)_e} \quad (4)$$

$$\text{Si } C_F < C_C \rightarrow C_F = C_{min} \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_F)_s - (T_F)_e}{(T_C)_e - (T_F)_e} \quad (5)$$

El concepto de Número de Unidades de Transferencia, NUT , comprende la relación entre dos parámetros característicos de un intercambiador de calor, el

producto del coeficiente global de transferencia de calor U por el área de intercambio de calor A y la menor capacidad térmica entre las de los dos fluidos $C_{mín}$.

$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}} \quad (6)$$

Por lo tanto, NUT es un parámetro adimensional que caracteriza el tamaño (volumen) del intercambiador de calor. Obsérvese que el numerador, UA , está relacionado con la tasa de transferencia de calor según la siguiente expresión:

$$q = C_{mín}\Delta T_m \quad (7)$$

Siendo ΔT_m la diferencia media logarítmica entre las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos del intercambiador.

Por otra parte, $C_{mín}$ se relaciona con la tasa de transferencia de calor por la ecuación de la Conservación de la Energía para el fluido de capacidad térmica inferior y que, por lo tanto, experimenta el mayor incremento de temperatura:

$$q = C_{mín}\Delta T_{máx} \quad (8)$$

Con las expresiones (7) y (8) se puede reformular la expresión del NUT de la siguiente manera:

$$1 = \frac{(UA)\Delta T_m}{C_{mín}\Delta T_{máx}} \rightarrow NUT = \frac{UA}{C_{mín}} = \frac{\Delta T_{máx}}{\Delta T_m} \quad (9)$$

Como se observa en la ecuación (9), NUT es igual a la relación entre la variación de temperatura en el intercambiador del fluido de menor capacidad térmica y el diferencial medio de temperatura entre los dos fluidos. Un valor elevado de NUT corresponde a un intercambiador de área de transferencia de calor (o producto UA) elevada o un diferencial medio entre las temperaturas de los fluidos reducido.

Tras la aclaración de estos conceptos, se explicará a continuación el método de la efectividad y el NUT con que se ha obtenido el área de transferencia de calor necesaria del intercambiador.

Considérese inicialmente un intercambiador en contraflujo en el que, a efectos de análisis, se considera que el fluido caliente es el que presenta la menor capacidad térmica. El parámetro NUT , como se ha visto con anterioridad, viene dado por la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}} = \frac{\Delta T_{máx}}{\Delta T_m} = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{\frac{[(T_C)_e - (T_F)_s] - [(T_C)_s - (T_F)_e]}{\ln \left[\frac{(T_C)_e - (T_F)_s}{(T_C)_s - (T_F)_e} \right]}} \quad (10)$$

En la expresión superior, se procederá a transformar el término de las temperaturas.

$$\begin{aligned} [(T_C)_e - (T_F)_s] - [(T_C)_s - (T_F)_e] &= [(T_C)_e - (T_C)_s] - [(T_F)_s - (T_F)_e] \\ &= [(T_C)_e - (T_C)_s] - \left(\frac{C_C}{C_F}\right) [(T_C)_e - (T_C)_s] \\ &= [(T_C)_e - (T_C)_s](1 - C_r) \end{aligned} \quad (11)$$

Donde el término C_r es:

$$C_r = \frac{C_C}{C_F} \leq 1 \quad (12)$$

Además transformamos el siguiente término de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{(T_C)_e - (T_F)_s}{(T_C)_s - (T_F)_e} &= \frac{[(T_C)_e - (T_F)_e] - [(T_F)_s - (T_F)_e]}{[(T_C)_s - (T_C)_e] + [(T_C)_e - (T_F)_e]} \\ &= \frac{\frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{\varepsilon} - C_r[(T_C)_e - (T_C)_s]}{-[(T_C)_s - (T_C)_e] + \frac{(T_C)_s - (T_C)_e}{\varepsilon}} = \frac{1 - C_r \varepsilon}{1 - \varepsilon} \end{aligned} \quad (13)$$

Si introducimos los desarrollos (11) y (13) en la ecuación (10) obtenemos:

$$NUT = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{\frac{[(T_C)_e - (T_C)_s](1 - C_r)}{\ln\left(\frac{1 - C_r \varepsilon}{1 - \varepsilon}\right)}} = \ln\left(\frac{1 - C_r \varepsilon}{1 - \varepsilon}\right) \left(\frac{1}{1 - C_r}\right) \quad (14)$$

Despejando el término de la efectividad, resulta:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (15)$$

En la ecuación (15) se expresa una relación importante entre la efectividad y el NUT , que se puede generalizar como:

$$\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r, \text{tipo de intercambiador}) \quad (16)$$

Si el desarrollo se hiciese en un caso en el que el fluido frío fuese el de menor capacidad térmica, el término C_r sería:

$$C_r = \frac{C_F}{C_C} \leq 1 \quad (17)$$

Como se refleja en la expresión (16), la efectividad de un intercambiador depende del tipo del mismo. Se puede obtener la expresión de la efectividad del resto de tipos de intercambiadores con un proceso análogo al anterior. En las tablas a continuación se recogen las expresiones tanto de la efectividad como del NUT para distintos tipos de intercambiadores.

Tabla 1. Expresiones $\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r)$ para distintos intercambiadores.

Característica del flujo relativo entre los fluidos	Expresión $\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_r)$
TUBOS CONCÉNTRICOS	
Corrientes paralelas	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Contracorrientes	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NUT(1 - C_r)]}$
MULTITUBULAR	
1 paso por el casco (2, 4, ... por los tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 - C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1 - C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 - C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
n pasos por el casco ($2n, 4n, \dots$ por los tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \cdot C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$

CORRIENTES CRUZADAS (1 solo paso)	
Ambos fluidos sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\left(\frac{1}{C_r}\right) NUT^{0,22} [\exp[-C_r \cdot NUT^{0,78}] - 1]\right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado; $C_{m\acute{i}n}$ sin mezclar	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) \{1 - \exp[-C_r [1 - \exp(-NUT)]]\}$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado; $C_{m\acute{a}x}$ sin mezclar	$\varepsilon = 1 - \exp\{-C_r^{-1} [1 - \exp(-C_r \cdot NUT)]\}$
TODOS LOS INTERCAMBIADORES, $C_r=0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Tabla 2. Expresiones $NUT = NUT(\varepsilon, C_r)$ para distintos intercambiadores.

Característica del flujo relativo entre los fluidos	Expresión $NUT = NUT(\varepsilon, C_r)$
TUBOS CONCÉNTRICOS	
Corrientes paralelas	$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Contracorrientes	$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon \cdot C_r - 1}\right) \text{ si } C_r < 1$ $NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \text{ si } C_r = 1$
MULTITUBULAR	
1 paso por el casco (2, 4,... por los tubos)	$NUT_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \cdot \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) \quad (A)$ $E = \frac{\frac{2}{\varepsilon_1} - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{-1/2}} \quad (B)$
n pasos por el casco ($2n, 4n, \dots$ por los tubos)	Ecuaciones (A) y (B) con $\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r} \text{ donde } F = \left(\frac{\varepsilon \cdot C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$
CORRIENTES CRUZADAS (1 solo paso)	
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado; $C_{m\acute{i}n}$ sin mezclar	$NUT = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon \cdot C_r)\right]$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado; $C_{m\acute{a}x}$ sin mezclar	$NUT = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
TODOS LOS INTERCAMBIADORES, $C_r=0$	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

1.1.2 Procedimiento de cálculo

El cálculo del área de transferencia exterior necesaria de nuestro intercambiador A_e se realiza por medio de la ecuación (18). Este proceso será iterativo, ya que el valor del coeficiente global de transferencia de calor exterior U_e no es conocido, sino que será un valor supuesto bibliográficamente para el primer cálculo.

$$NUT = \frac{U_e A_e}{C_{\min}} \quad (18)$$

El valor de C_{\min} será, como ya hemos dicho, el valor de la menor capacidad térmica de entre ambos fluidos. En este caso será la capacidad térmica del fluido caliente, que es el agua.

El valor del NUT se calcula con la expresión para corrientes cruzadas de un solo paso con C_{\max} mezclado y C_{\min} sin mezclar recogida en la tabla 2. Para ello, se necesitará el valor de la efectividad ε y de C_r , que se calcularán con las ecuaciones (4) y (12) respectivamente.

Una vez obtenido el valor del área exterior, se procede a calcular un nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor exterior, que dependerá de las siguientes variables: número de tubos, longitud de los tubos y diámetro de los tubos. Para el cálculo del nuevo valor de U_e será necesario fijar el valor de dos de las tres variables anteriores, que en este caso ha sido la longitud y el diámetro de los tubos.

Tras los cálculos anteriores, se podrá determinar el valor de los coeficientes de transferencia de calor por convección del flujo interior y del exterior. Conociendo estos valores y la longitud y diámetro de los tubos se podrá obtener la resistencia térmica total equivalente del circuito asociada al área de transferencia exterior R''_{total} , y con ello un nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor exterior.

En caso de que el nuevo valor del coeficiente global de transferencia no coincidiese con el supuesto inicialmente, se repetirá el proceso descrito hasta que los valores obtenidos en una iteración coincidan con los supuestos para la misma. De esta forma, con ese valor de U_e el área de transferencia exterior obtenida será la correcta.

A continuación, se detallarán los cálculos realizados para la obtención del nuevo valor de coeficiente global de transferencia de calor exterior, además de los cálculos de las variables necesarias.

1.1.2.1 Número de tubos

El número de tubos requerido de una bahía se calculará a partir del área exterior de transferencia de calor de la bahía A_e y del área exterior de un solo tubo aleteado $A_{e,t}$:

$$N_t = \frac{A_e}{A_{e,t}} \quad (19)$$

Como se trata de tubos aleteados, para el término $A_{e,t}$ habrá que tener en cuenta la relación de área exterior de las aletas por metro de tubo, que será obtenida según la geometría de las propias aletas y el número de aletas por metro de tubo o número de vueltas del aleteado por metro de tubo.

$$A_{e,t} = L_t [N_{a,1m} \cdot A_{1a} + \pi \cdot D_e \cdot (1 - N_{a,1m} \cdot t_a)] \quad (20)$$

Donde:

- L_t es la longitud de los tubos.

- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- $N_{a,1m}$ es el número de aletas por metro de tubo o el número de vueltas del aleteado por metro de tubo.
- t_a es el espesor de las aletas.
- A_{1a} es el área una aleta o de una vuelta del aleteado, calculada de la siguiente forma:

$$A_{1a} = t_a \cdot \pi \cdot D_a + 2 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D_a^2 - D_e^2)}{4} \right] \quad (21)$$

Siendo D_a el diámetro del aleteado.

1.1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor por convección interior

La expresión con la que se calcula el coeficiente de transferencia de calor por convección interior es la siguiente:

$$h_i = \frac{Nu_i \cdot k_w}{D_i} \quad (22)$$

Donde:

- Nu_i es el número de Nusselt del flujo interno.
- h_i es el coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interno.
- D_i es el diámetro interior del tubo.
- k_w es la conductividad térmica del fluido interior obtenida con EES a la temperatura promedio de 90°C.

La expresión para obtener valor del número de Nusselt del fluido interno depende de ciertas condiciones. Esto se recoge en la siguiente tabla:

Tabla 3. Expresiones para el numero de Nusselt en condiciones de flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular.

Expresión	Condiciones
$Nu_i = 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n$ (Dittus-Boelter) $n = 0,3$ si se enfría, $n = 0,4$ si se calienta	$Pr > 0,6$ $Re > 10000$
$Nu_i = 0,022 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,5}$ (Kays-Crawford)	Gases, $0,5 < Pr < 1$
$Nu_i = 0,027 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14}$ (Sieder-Tate)	$0,7 < Pr < 16700$ $Re > 10000$
$Nu_i = \frac{(C_f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (C_f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ (Petukhov-Krilov)	$0,5 < Pr < 2000$ $1000 < Pr < 5 \cdot 10^4$

$Nu_i = \frac{(C_f/2) \cdot (Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (C_f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ <p>(Gnielinski)</p>	$0,5 < Pr < 2000$ $2300 < Pr < 5 \cdot 10^6$
$Nu_D = 4,85 + 0,0185 \cdot Pe^{0,827}$	Flujo de calor constante en la pared $10 < Pe < 1000$ $3600 < Pe < 9,05 \cdot 10^5$
$Nu_D = 5 + 0,025 \cdot Pe^{0,8}$	T_p constante $Pe > 100$

Para nuestro caso, utilizaremos la expresión de Dittus-Boelter con $n = 0,3$ ya que el fluido interno se enfría.

El valor tanto del número de Prandtl Pr_w como de la conductividad térmica k_w del agua se obtendrán utilizando el programa EES a una temperatura promedio entre la entrada y la salida de 90°C y una presión de 4 bar.

El número de Reynolds del flujo interior se determinará con la siguiente expresión:

$$Re_i = \frac{4 \cdot \dot{m}_{w,1t}}{\pi \cdot \mu_w \cdot D_i} \quad (23)$$

Donde:

- $\dot{m}_{w,1t}$ es el caudal másico de agua de un solo tubo, obtenido de dividir el caudal másico total de agua entre el número de tubos.
- μ_w es la viscosidad dinámica del agua a la temperatura promedio de 90°C y presión media de 4 bar, obtenida con el programa EES.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.

1.1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección exterior se realiza con una expresión análoga a la del interior, que es la siguiente:

$$h_e = \frac{Nu_e \cdot k_{aire}}{D_e} \quad (24)$$

Donde las variables tienen el mismo significado que en la expresión (22) pero para el flujo exterior, que es el del aire.

El valor del número de Nusselt se obtendrá con la ecuación correspondiente de la siguiente tabla, con la expresión acorde con el número de Reynolds máximo obtenido.

Tabla 4. Expresiones del Nusselt para un distribución de tubos triangular.

$\overline{Nu_D} = 1,4 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,4} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4}$	$1 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^2$
$\overline{Nu_D} = 0,71 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4}$	$5 \cdot 10^2 \leq Re_D \leq 10^3$

$\overline{Nu}_D = 0,35 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0,2}$	$10^3 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^5$
$\overline{Nu}_D = 0,031 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0,2}$	$2 \cdot 10^5 \leq Re_D \leq 2 \cdot 10^6$

En estas expresiones C_n es un coeficiente adimensional en función del número de filas de tubo, Re_D es el número de Reynolds máximo, Pr es el número de Prandtl a la temperatura promedio del fluido, Pr_p es el número de Prandtl a la temperatura de la pared de tubo, X_t es la distancia horizontal entre centros de dos tubos contiguos y X_l es la distancia vertical entre centros de tubos de dos filas contiguas.

El valor de C_n de las expresiones anteriores se obtiene gráficamente según la siguiente figura:

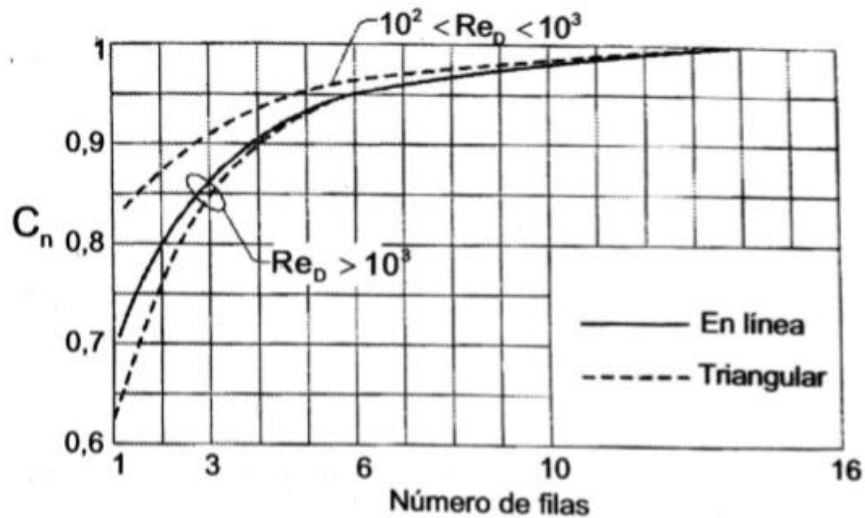


Figura 1. Variación del coeficiente C_n con el número de filas de tubos

Antes del cálculo del Reynolds máximo $Re_{e,máx}$ para el flujo exterior, es necesario definir una distribución de tubos. Las propuestas por las normas TEMA son las representadas en la figura a continuación:

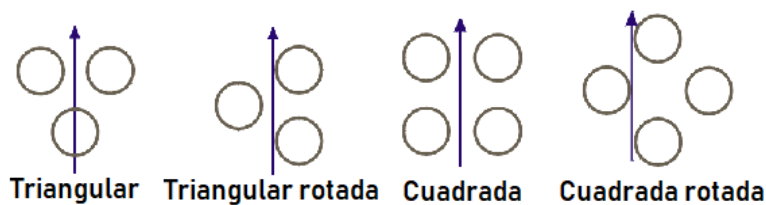


Figura 2. Distribuciones de tubos propuestas por la norma TEMA.

Será necesario también conocer la velocidad máxima del aire $u_{aire,máx}$ a través del haz de tubos, calculada con la siguiente ecuación:

$$u_{aire,máx} = \frac{u_{aire} \cdot X_t}{|X_t - D_e|} \quad (25)$$

Donde:

- X_t es la distancia horizontal entre centros de dos tubos contiguos.
- D_e es el diámetro exterior del tubo.

- u_{aire} es la velocidad de llegada del aire al haz de tubos calculada con la siguiente expresión:

$$u_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire} \cdot A_{plan}} \quad (26)$$

Siendo \dot{m}_{aire} el caudal másico del aire de una bahía; ρ_{aire} la densidad del aire obtenida con el programa EES a una temperatura promedio entre la entrada y la salida de 32,5°C y A_{plan} el área de paso del aire, calculada como el ancho del haz de tubos por su largo.

Una vez conocido el valor de $u_{aire,m\acute{a}x}$, podemos calcular el valor del número de Reynolds máximo como:

$$Re_{e,m\acute{a}x} = \frac{u_{aire,m\acute{a}x} \cdot D_e}{\nu_{aire}} \quad (27)$$

Donde ν_{aire} es la viscosidad dinámica del aire obtenida con el programa EES a una temperatura promedio entre la entrada y la salida de 32,5°C. Las demás variables son ya conocidas.

Con ello, ya podemos calcular el número de Nussels necesario para la determinación de coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo exterior, que será con la siguiente expresión de la tabla 4:

$$Nu_e = 0,35 \cdot C_n \cdot Re_{e,m\acute{a}x}^{0,6} \cdot Pr_{aire}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{aire}}{Pr_p}\right)^{1/4} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0,2}$$

En nuestro diseño el valor de X_t coincide con el de X_l .

1.1.2.3 Eficiencia global de las aletas

La eficiencia global de las aletas se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta_g = 1 - \frac{A_{a,t}}{A_{e,t}} \cdot (1 - \eta_a) \quad (28)$$

Siendo:

- $A_{a,t}$ el área de transmisión de calor del aleteado de un tubo.
- $A_{e,t}$ el área de transmisión de calor exterior total de un tubo.
- η_a la eficiencia individual de una aleta o de una vuelta del aleteado.

El área de transmisión de calor del aleteado de un tubo la obtenemos con la siguiente expresión:

$$A_{a,t} = L_t \cdot N_{a,1m} \cdot A_{1a} \quad (29)$$

Donde:

- L_t es la longitud de los tubos.
- $N_{a,1m}$ es el número de aletas por metro de tubo o el número de vueltas del aleteado por metro de tubo.
- A_{1a} es el área una aleta o de una vuelta del aleteado, calculada con la ecuación (21).

El área de transmisión de calor exterior total de un tubo $A_{e,t}$ será la suma del área del aleteado del aleteado de un tubo $A_{a,t}$ y la superficie exterior del tubo en la que no hay aletas, determinada con la ecuación (20).

La eficiencia individual de una aleta o de una vuelta del aleteado se obtiene gráficamente de la siguiente figura:

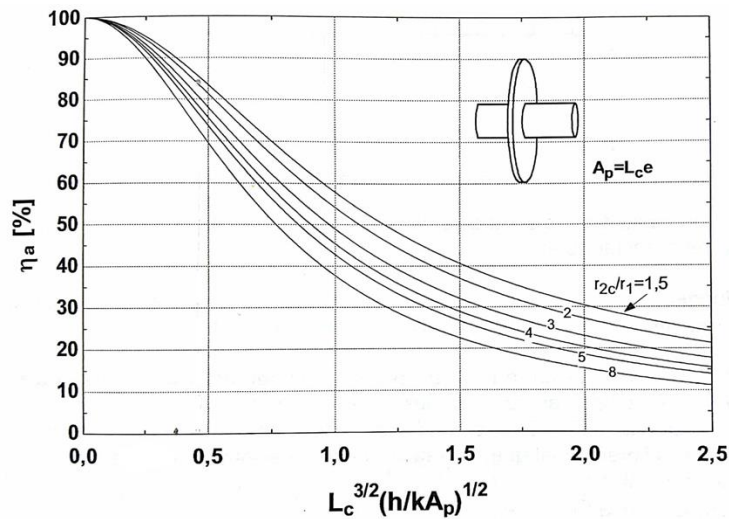


Figura 3. Eficiencia de aletas circulares de perfil rectangular.

Para ello, habrá que calcular las relaciones representadas en la gráfica de la figura 3, por lo que será necesario conocer las siguientes variables:

- L_c es la longitud corregida de la aleta calculada con la expresión (30).
- A_p es el área del perfil de la aleta calculada con la expresión (31).
- r_{2c} es el radio corregido de la aleta calculado con la expresión (32).
- r_1 es el radio exterior de los tubos.
- h es el coeficiente de transmisión de calor por convección exterior.
- k es la conductividad térmica del material de las aletas.

$$L_c = L_a + \frac{t_a}{2} \quad (30)$$

$$A_p = L_c \cdot t_a \quad (31)$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c \quad (32)$$

Siendo L_a la longitud de las aletas y t_a el espesor de las aleta.

1.1.2.4 Resistencia térmica total equivalente

Para conocer el nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor exterior que será comparado con el supuesto inicialmente, es necesario calcular la resistencia térmica total equivalente asociada al área exterior R''_{total} . Este término se obtendrá a partir del siguiente circuito térmico equivalente:

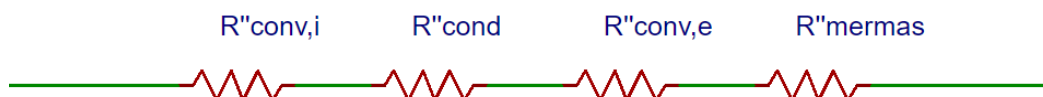


Figura 4. Circuito térmico equivalente del intercambiador

La expresión de dicha resistencia asociada al área exterior sería:

$$R''_{total} = R''_{conv,i} + R''_{cond} + R''_{conv,e} + R''_{mermas} \quad (33)$$

Los sumandos de la ecuación (33) corresponden respectivamente a la transferencia de calor por convección en el fluido interno, la transferencia de calor por conducción en las paredes de los tubos, la transferencia de calor por convección en el fluido externo y a la resistencia que aparece por ensuciamiento con el uso del intercambiador.

Con motivo de realizar un sobredimensionamiento que permita que el intercambiador trabaje en condiciones óptimas aún con la presencia de suciedad, se ha supuesto un valor para la resistencia a causa de suciedad de $0.0002 \text{ h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kcal}$, valor recomendado bibliográficamente.

Sustituyendo la expresión de cada término de la expresión (33), resulta:

$$R''_{total} = \frac{A_e}{A_i \cdot h_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L_t \cdot N_t} + \frac{1}{\eta_g \cdot h_e} + R''_{mermas} \quad (34)$$

Donde:

- A_e es el área de transmisión de calor exterior.
- A_i es el área de transmisión de calor interior.
- h_e es el coeficiente de transmisión de calor por convección exterior.
- h_i es el coeficiente de transmisión de calor por convección interior.
- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- k_t es la conductividad térmica del material de los tubos.
- N_t es el número de tubos.
- η_g es la eficiencia global las aletas.

De esta forma, el nuevo valor del coeficiente global de transferencia de calor exterior lo obtendríamos como:

$$U_e = \frac{1}{R''_{total}} \quad (35)$$

1.2 Cálculo de las pérdidas de carga

En este apartado se calculará la pérdida de carga total del fluido interno del intercambiador de calor que se pretende enfriar, que en nuestro diseño se tratará de agua.

El valor de la pérdida de carga total para un solo paso por tubo, se descompone en cuatro sumandos de la siguiente forma.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{entrada} + \Delta p_{momento} + \Delta p_{rozamiento} + \Delta p_{salida} \quad (36)$$

A continuación se explica y se desglosa el cálculo de cada uno de ellos.

1.2.1 Pérdidas de carga por el efecto entrada

Este término tiene dos contribuciones: la caída de presión debida a la disminución de la sección que atraviesa el fluido al circular por el cabezal de entrada y las pérdidas de presión debidas a una expansión libre en el cabezal de entrada seguida de una

repentina contracción al entrar en los tubos. Se determina según la siguiente expresión:

$$\Delta p_{entrada} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_w}{S_t}\right)^2}{2 \cdot \rho_{w,in}} (1 - \sigma_c^2 + K_c) \quad (37)$$

Donde:

- \dot{m}_w es el caudal másico del agua de una única bahía.
- S_t es la sección total de paso por el interior de los tubos de una única bahía.
- $\rho_{w,in}$ es la densidad del agua a la temperatura de entrada de 120,8°C obtenida con el software EES.
- σ_c es el ratio de contracción.
- K_c es un parámetro asociado al ratio de contracción.

El valor del ratio de contracción se obtiene como:

$$\sigma_c = \frac{A_2}{A_1} \quad (38)$$

Siendo A_1 el área frontal interior del cabezal de entrada y A_2 el área de paso total de los tubos asociados a dicho cabezal.

El término K_c se obtiene con la gráfica representada en la siguiente figura:

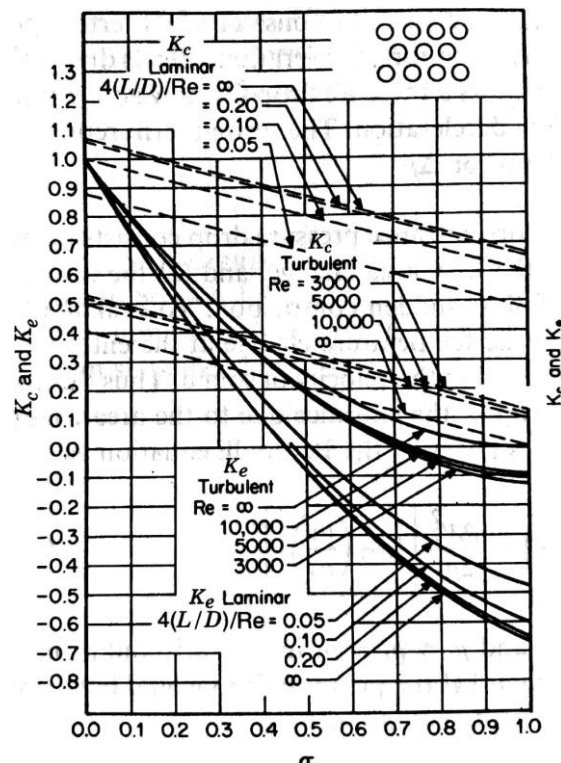


Figura 5. Parámetros K_c y K_e en función del ratio de contracción o expansión.

1.2.2 Pérdidas de carga por el efecto momento

La expresión que nos permite determinar este término es la siguiente:

$$\Delta p_{momento} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_w}{S_t}\right)^2}{\rho_{w,in}} \left(\frac{\rho_{w,in}}{\rho_{w,out}} - 1 \right) \quad (39)$$

Siendo \dot{m}_w el caudal másico total del agua; S_t la sección total de paso por el interior de los tubos de una única bahía; $\rho_{w,in}$ la densidad del agua a la temperatura de entrada de 120,8°C y $\rho_{w,out}$ la densidad agua a la temperatura de salida de 60°C, ambas obtenidas mediante el software EES.

1.2.3 Pérdidas de carga por el rozamiento en los tubos

La pérdida de carga por el rozamiento en el interior de los tubos se determina con la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{\text{rozamiento}} = f \cdot \frac{4 \cdot L_t}{D_i} \cdot \frac{\rho_w \cdot u_w^2}{2} \quad (40)$$

Donde:

- f es el factor de fricción.
- L_t es la longitud de los tubos.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- ρ_w es el promedio de la densidad del agua a 90°C obtenida con el software EES.
- u_w es la velocidad del agua a través de los tubos.

El factor de fricción f se determina con la siguiente expresión:

$$f = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (41)$$

Siendo Re el valor del número de Reynolds del flujo interno obtenido mediante la ecuación (23).

1.2.4 Pérdidas de carga por el efecto salida

La pérdida de carga por el efecto salida tiene dos contribuciones: la subida de presión dada a la variación de la sección que atraviesa el fluido al circular por el cabezal de salida y las pérdidas de presión debidas a una expansión irreversible y efecto momento seguido de una contracción brusca en el cabezal de salida. Su expresión es la siguiente:

$$\Delta p_{\text{salida}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_w}{S_t}\right)^2}{2 \cdot \rho_{w,in}} (\sigma_e^2 + K_e - 1) \frac{\rho_{w,in}}{\rho_{w,out}} \quad (42)$$

Donde:

- \dot{m}_w es el caudal másico total del agua.
- S_t es la sección total de paso por el interior de los tubos de una única bahía.
- $\rho_{w,in}$ es la densidad del agua a la temperatura de entrada de 120,8°C obtenida con el software EES.
- $\rho_{w,out}$ es la densidad del agua a la temperatura de entrada de 60°C obtenida con el software EES.
- σ_e es el ratio de expansión.
- K_e es un parámetro asociado al ratio de expansión.

El valor del ratio de expansión se obtiene como:

$$\sigma_e = \frac{A_2}{A_3} \quad (43)$$

Siendo A_3 el área frontal interior del cabezal de salida y A_2 el área de paso total de los tubos asociados a dicho cabezal.

El término K_e se obtiene con la gráfica representada en la figura (5).

2 DISEÑO MECÁNICO

Para el diseño mecánico que se realiza a continuación en este apartado, se han seguido las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) y la norma UNE de la Asociación Española de Normalización.

2.1 El código ASME

El código ASME recoge una serie de directrices en cuanto a diseño, construcción, inspección y pruebas de diversos equipos industriales, principalmente de sistemas sometidos a presión.

Se compone de varias secciones, concretamente, para este proyecto se han utilizado la sección VIII División 1 y la sección II parte D. La primera de ellas contiene información acerca de los materiales, temperaturas máximas y mínimas, presiones de diseño, cargas y esfuerzos máximos admisibles del material tanto en diseños sometidos a presión interna como externa. La segunda sección contiene todo lo referido a los distintos materiales usados en la construcción de recipientes sometidos a presión.

2.2 La norma UNE

Los documentos normativos UNE son un conjunto de normas tecnológicas fundadas por los Comités Técnicos de Normalización (CTN). En este proyecto se ha empleado la norma UNE-EN ISO 13706:2011 que trata sobre el diseño de intercambiadores de calor refrigerados por aire, así como de inspección y pruebas de los mismos entre otros.

2.3 Materiales

El material seleccionado para las partes este intercambiador de calor aéreo es acero inoxidable Tipo 316. La selección del acero inoxidable correcto requiere de una evaluación basada en cuatro criterios importantes. Estos criterios los presentamos a continuación con un orden de importancia descendente:

- Resistencia a la corrosión.
- Coste de ejecución.
- Fabricabilidad.
- Propiedades mecánicas.

Siguiendo un criterio basado principalmente en la resistencia a la corrosión para aumentar la vida útil de nuestro diseño, se ha seleccionado el acero inoxidable Tipo 316. Este acero contiene cromo, níquel austenítico y molibdeno. Presenta una muy buena resistencia a la corrosión gracias a la incorporación del molibdeno, además de mejorar la resistencia a picaduras de soluciones de iones de cloruro y mejorar la resistencia a temperaturas elevadas. Sus propiedades son similares a las del Tipo 304, salvo que está aleación es un poco más sólida a temperaturas elevadas. La

resistencia a la corrosión es mejor, concretamente contra ácidos sulfúrico, hidrociorhídrico, acético, fórmico y tartárico.

Sus aplicaciones más comunes son: cabezales de escape, piezas para hornos, intercambiadores térmicos, equipos farmacéuticos, equipo fotográficos, recortes de válvulas y bombas, equipos químicos, digestores, tanques, evaporadores, equipos de celulosa y procesamiento textil, piezas expuestas a atmósferas marinas y tuberías.

La composición química del acero inoxidable Tipo 316 se recoge en la siguiente tabla:

Tabla 5. Composición química del acero Tipo 316.

Elemento	Tipo 316 (%)
Carbón	0,08 máx
Manganeso	2,00 máx
Azufre	0,030 máx
Fósforo	0,045 máx
Silicio	0,75 máx
Cromo	16,0 a 18,0
Níquel	10,00 a 14,00
Molibdeno	2,00 a 3,00
Nitrógeno	0,10 máx

En cuanto a sus propiedades mecánicas y físicas, en la tabla a continuación podemos ver algunas de ellas comparadas con las de otros aceros.

Tabla 6. Propiedades mecánicas y físicas para distintos tipos de acero.

	Acero al carbono	Tipo 304	Tipo 316
Resistencia a la tensión (MPa)	448	620	860
Elasticidad (%)	30	50	60
Módulo elástico ($\times 10^3$ MPa)	207	193	210
Densidad (kg/m^3)	7750	8027	7960
Conductividad térmica a 23°C (W/m-K)	52	16,09	16,3
Calor específico (J/kg-K)	512	512	502

2.4 Tubos

Los tubos empleados en ese intercambiador son de acero inoxidable Tipo 316, con una dimensiones de acuerdo con la norma ASME B36.19M de forma que se cumplan a su vez los criterios de la norma UNE-EN ISO 13706:2011.

2.4.1 Diámetro de los tubos

El criterio seguido para la determinación del diámetro de los tubos es la velocidad del fluido a través de dicho tubo. Para ello, se obtendrá primero el caudal másico a través de un único tubo con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{w,1t} = \frac{\dot{m}_w}{N_t} \quad (44)$$

Siendo:

- \dot{m}_w el caudal másico de agua total.
- $\dot{m}_{w,1t}$ el caudal másico de agua a través del interior de un solo tubo.
- N_t el número de tubos.

Conociendo dicho caudal másico, podemos proceder al cálculo de la velocidad del agua a través de los tubos con la siguiente ecuación:

$$u_w = \frac{4 \cdot \dot{m}_{w,1t}}{\rho_w \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (45)$$

Donde:

- u_w es la velocidad del agua a través del interior de los tubos
- ρ_w es la densidad promedio del agua, obtenida con el software EES a una temperatura promedio de 90°C.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.

De esta forma podremos seleccionar un diámetro de un catálogo comercial que cumpla con nuestros requerimientos tanto mecánicos como de velocidad, además de cumplir con la norma UNE-EN ISO 13706:2011.

2.4.2 Aletas

Los intercambiadores de calor aéreos, dado el bajo coeficiente de transferencia de calor por convección del aire, necesitan tubos aleteados que mejoren dicha transferencia de calor al aumentar así el área de transferencia del intercambiador.

En este diseño se han escogido unas aletas de aluminio del tipo pie en L simple, ya que ofrecen una buena cobertura contra la corrosión, un coste menor a otros tipos de aletas con protección contra la corrosión y además el rango de temperaturas que soportan abarca las temperaturas de nuestro diseño. En la siguiente tabla extraída de la norma UNE-EN ISO 13706:2011 podemos ver la recomendación del tipo de aleta en función de la temperatura máxima de operación:

Tabla 7. Temperaturas máximas de operación según el tipo de aleta

Fin bonding type	Maximum process temperature °C (°F)
Embedded fins	400 (750)
Externally bonded (hot-dip galvanized steel fins)	360 (680)
Extruded fins	300 (570)
Footed fins (single L) and overlap footed fins (double L)	130 (270)
Knurled footed fin, either single L or double L	200 (390)
Externally Bonded (-welded or brazed fins)	> 400 (750) (maximum should be agreed by purchaser)
Except where stated otherwise, the above limits are based on a carbon steel core tube and aluminium fins; different materials for the core tube and/or the fins may result in a different temperature limit and the manufacturer shall be consulted.	

Las dimensiones de estas aletas, que cumplen con las directrices de la norma UNE-EN ISO 13706:2011, se indicaran en el apartado de resultados.

2.4.3 Espesor mínimo de los tubos

El código ASME para tuberías a presión específica en el apartado B31 el espesor mínimo de pared de tubo en mm mediante la siguiente expresión:

$$t_{min} = \frac{P \cdot D_e}{2 \cdot (S \cdot E \cdot W + P \cdot Y)} \quad (46)$$

Donde:

- P es la presión de diseño en kPa.
- D_e es el diámetro exterior del tubo en mm.
- S es el valor del esfuerzo máximo del material en kPa.
- E es el factor de calidad.
- W es el factor de reducción de la resistencia de la junta de la soldadura.
- Y es el coeficiente que depende el material y la temperatura del diseño.

El valor de S lo obtenemos de la tabla 6, el valor de W es la unidad al carecer de soldaduras y el valor del Y se obtendrá según la siguiente tabla:

Tabla 8. Valores del parámetro Y en función del material y la temperatura.

Material \ °C	482	510	538	566	593	624	649	677	Material
Ac. Ferrítico	0,4	0,5	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	
Ac. Austenítico	0,4	0,4	0,4	0,4	0,7	0,7	0,7	0,7	A 312 TP 316L
Otros metales dúctiles	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	A106 A, A106 B, AMM5GrP11
Hierro colado	0,4	---	---	---	---	---	---	---	

2.5 Patrón de tubos

Para nuestro intercambiador se ha escogido un patrón de tubos triangular, según las distribuciones más comunes recogidas en la norma TEMA (figura 2).

La distancia horizontal entre centros de tubos contiguos de una misma fila es de 60 mm, de forma que se cumple tanto con los requerimientos de la norma TEMA como las recomendaciones de publicaciones sobre este tipo de intercambiadores de calor.

Para la distancia vertical entre centros de tubos de filas contiguas se ha seleccionado el mismo valor de 60 mm.

2.6 Cabezales

Este intercambiador de calor aéreo cuenta con dos cabezales de entrada y dos cabezales de salida por cada bahía. El cabezal escogido en el presente proyecto es el de tipo tapón porque permite realizar limpieza mecánica y además permite taponar tubos individualmente en caso de fugas.

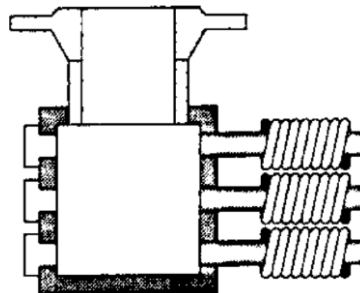


Figura 6. Cabezal tipo tapón

Los cabezales de salida son simétricos respecto a los de entrada. Ambos cuentan con una placa de tapones, una placa de tubos, dos placas laterales, una placa inferior y una placa superior donde se encontraran las boquillas de entrada o salida.

El material seleccionado para todos los componentes del cabezal es acero inoxidable Tipo 316. Al ser el mismo material que el utilizado en los tubos evitamos así problemas por posibles diferencias en la expansión térmica de los materiales.

2.6.1 Dimensiones de los cabezales

Tanto la altura interior como la anchura interior de los cabezales están asociada a las dimensiones de haz de tubos. De esta forma, la altura interior de los cabezales será la altura del haz de tubos más una distancia de separación, que representamos de la siguiente forma:

$$h_{cab,i} = N_f \cdot X_l \quad (47)$$

Donde:

- $h_{cab,i}$ es la altura interior de los cabezales.
- N_f es el número de filas de haz de tubos.
- X_l es la distancia vertical entre centros de tubos de filas contiguas.

Por otro lado, la anchura interior de los cabezales será la anchura del haz de tubos más otra distancia de separación, representando este hecho en la siguiente ecuación:

$$w_{cab,i} = (N_{t,f} + 0,5) \cdot X_t \quad (48)$$

Siendo:

- $w_{cab,i}$ la anchura interior de los cabezales.
- $N_{t,f}$ el número de tubos de una única fila de un cabezal.
- X_t la distancia horizontal entre centros de tubos contiguos de una misma fila.

En cuanto a la longitud interior de los cabezales, se encuentra condicionada por el área de paso de los tubos. Según la norma UNE-EN ISO 13706:2011 el área de paso del fluido por el cabezal debe ser por lo menos igual al área de paso de los tubos asociados a dicho cabezal. Este hecho se traduce en la siguiente expresión:

$$l_{cab,i} \geq \frac{N_f \cdot N_{t,f} \cdot \pi \cdot \frac{D_i^2}{4}}{w_{cab,i}} \quad (49)$$

Donde:

- $L_{cab,i}$ es la longitud interior de los cabezales.
- N_f es el número de filas del haz de tubos.
- $N_{t,f}$ es el número de tubos de una única fila del cabezal.
- D_i es el diámetro interior de los tubos.
- $w_{cab,i}$ es la anchura interior de los cabezales.

2.6.2 Espesores de las placas de los cabezales

Como la presión de diseño de nuestro intercambiador es un valor bajo, podemos adoptar los espesores mínimos recomendados en la norma UNE-EN ISO 13706:2011 como los espesores de nuestro diseño. Esto lo encontramos en la siguiente tabla extraída de dicha norma:

Tabla 9. Espesores mínimos de las placas de los cabezales

Component	Minimum thickness	
	Carbon or low-alloy steel mm (in)	High-alloy steel or other material mm (in)
Tubesheet	19 (³ / ₄)	16 (⁵ / ₈)
Plug sheet	19 (³ / ₄)	16 (⁵ / ₈)
Top, bottom and end plates	12 (¹ / ₂)	10 (³ / ₈)
Removable cover plates	25 (1)	22 (⁷ / ₈)
Pass partition plates and stay plates	12 (¹ / ₂)	6 (¹ / ₄)

NOTE The thickness indicated for any carbon or low-alloy steel component includes a corrosion allowance of up to 3 mm (¹/₈ in). The thickness indicated for any component of high-alloy steel or other material does not include a corrosion allowance. The thickness is based on an expanded tube-to-tubesheet joint with one groove.

2.6.3 Placa de tapones, tornillos tapón y juntas de los tornillos

Los tornillos tapón son los que se encuentran en la placa de tapones. La distribución de estos será idéntica a la del haz de tubos, de forma que la placa de

tapones tiene un mismo patrón de taladros que la placa de tubos, facilitando así la limpieza mecánica y el posible taponamiento de cada tubo individualmente.

Según la norma UNE-EN ISO 13706:2011, los taladros de la placa de tapones deben tener un diámetro nominal igual del diámetro exterior de los tubos más 3 mm. Además, estos taladros deberán estar roscados en toda su profundidad. Por lo tanto estos taladros serán de diámetro nominal 31,75 mm y con una rosca del tipo 12 UNF de la serie fina.

Cumpliendo con la norma anterior, se han seleccionado unos tornillos tapón del catálogo comercial de USA Industries (tabla 9) de diámetro nominal 1 ¼" (31,75 mm) y una longitud bajo la cabeza de 7/8" (22,225 mm). La rosca es del tipo 12 UNF de la serie fina. La cabeza hexagonal es de 1 3/8" (34,925 mm).

Las juntas de los tornillos tapón se muestran en el mismo catálogo. En nuestro proyecto se usarán juntas planas SP-G-1375-S.

El material seleccionado para los tornillos y para las juntas será acero inoxidable Tipo 316 para evitar problemas derivados de las distintas dilataciones térmicas de los materiales.

Tabla 10. Catálogo de tornillos tapón de USA Industries.

Header Plug / Shoulder Plug Sizing Chart						
Typical Tube OD	A Typical Plug Diameter	Typical UNF Thread	B Length Under Head	Hex Size	Flat Gasket Stock #	EZ Torque Gasket #
5/8"	3/4"	16	3/4"	1"	SP-G-0750*(-M)	SP-G-EZ-0750*(-M)
			7/8"			
			1"			
1"	1 1/8"	12	3/4"	1 3/8"	SP-G-1125*(-M)	SP-G-EZ-1125*(-M)
			7/8"			
			1"			
			1 1/8"			
			1 1/4"			
			1 3/8"			
1 1/4"	1 3/8"	12	3/4"	1 5/8"	SP-G-1375*(-M)	SP-G-EZ-1375*(-M)
			7/8"			
			1 1/8"			
			1 1/4"			
			1 1/2"			
1 1/2"	1 5/8"	12	1"	1 7/8"	SP-G-1625*(-M)	SP-G-EZ-1625*(-M)
			1 1/8"			
			1 1/4"			
			1 3/8"			
			1 1/2"			



Figura 7. Tornillo tapón y junta del tornillo.

2.6.4 Placa de tubos

La placa de tubos será la placa en la que se ensamblen dichos tubos. Por ello tendrá un patrón de taladros similar a la distribución de los tubos. El diámetro nominal de dichos taladros se obtiene de la siguiente tabla extraída de la norma UNE-EN ISO 13706:2011. La columna adecuada al material empleado en nuestra placa es la de *special close fit*.

Tabla 11. Diámetros nominales de los agujeros y tolerancias.

Dimensions in millimetres (inches)

Nominal tube OD	Standard fit		Special close fit		Over-tolerance
	Nominal tube hole diameter	Under-tolerance	Nominal tube hole diameter	Under-tolerance	
19,05 (³ / ₄)	19,30 (0,760)	0,10 (0,004)	19,25 (0,758)	0,05 (0,002)	0,05 (0,002)
25,40 (1)	25,70 (1,012)	0,10 (0,004)	25,65 (1,010)	0,05 (0,002)	0,05 (0,002)
31,75 (1 ¹ / ₄)	32,11 (1,264)	0,15 (0,006)	32,03 (1,261)	0,08 (0,003)	0,08 (0,003)
38,10 (1 ¹ / ₂)	38,56 (1,518)	0,18 (0,007)	38,46 (1,514)	0,08 (0,003)	0,08 (0,003)
50,80 (2)	51,36 (2,022)	0,18 (0,007)	51,26 (2,018)	0,08 (0,003)	0,08 (0,003)

La unión de los tubos a la placa de tubos se realiza por expansión. En los agujeros de la placa se realiza una ranura para el ensamblaje de los tubos mediante dicha expansión. La norma UNE-EN ISO 13706:2011 indica que para una placa de espesor menor a 25,4 mm se realizará una única ranura.

Dicha ranura tendrá una anchura de 3 mm y una profundidad aproximada de 0,4 mm con acabado rectangular. Este hecho se representa en la siguiente figura:

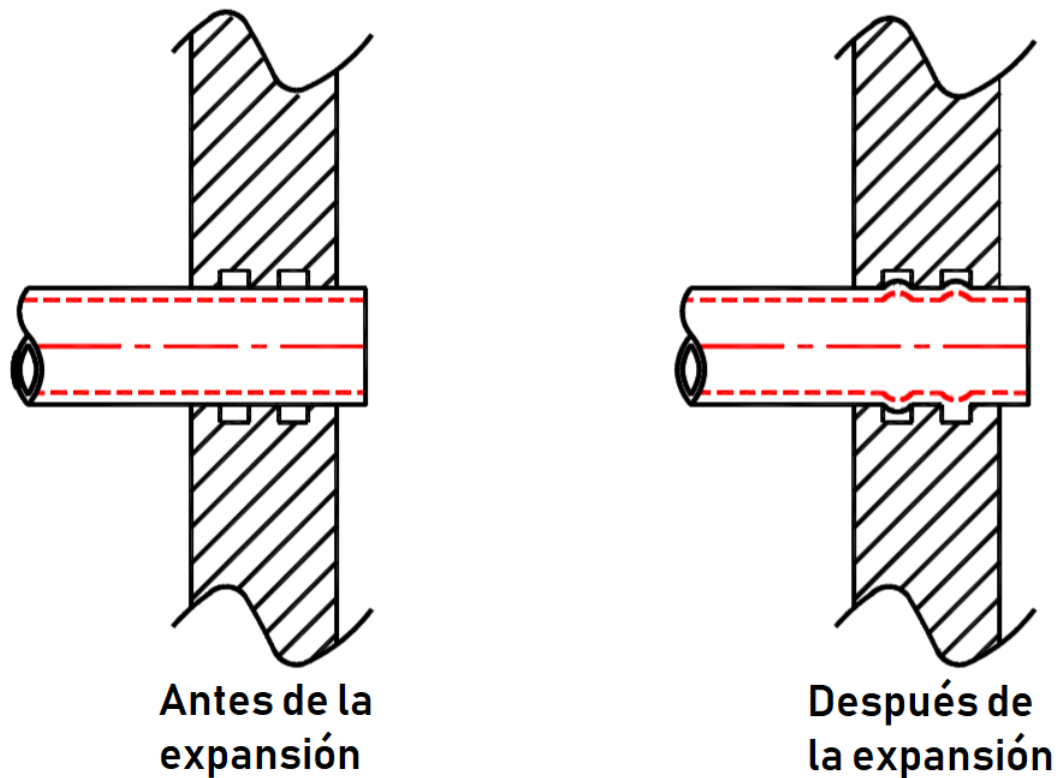


Figura 8. Unión de los tubos a la placa de tubos.

2.6.5 Boquillas

El fluido interno entra y sale de los cabezales a través de las boquillas. El objetivo de este elemento es hacer de unión entre la brida y el cabezal además de proporcionar la distancia necesaria entre la brida y el cabezal para poder introducir las herramientas en dicho espacio.

En cada cabezal se encuentran dos boquillas en la placa superior situadas de forma que se distribuya equitativamente el flujo en todo el ancho de cabezal. Estas boquillas serán dimensionadas de tal manera que la velocidad del fluido no supere 1 m/s, siguiendo la norma ASME B36.19M. Esta velocidad se obtiene según la siguiente expresión:

$$u_{w,b} = \frac{\dot{m}_{w,b}}{\rho_{w,in} \cdot \pi \cdot \frac{D_{i,b}^2}{4}} \quad (50)$$

Donde:

- $u_{w,b}$ es la velocidad del agua a través de las boquillas.
- $\dot{m}_{w,b}$ es el caudal másico de agua a través de una única boquilla.
- $\rho_{w,in}$ es la densidad del agua a la temperatura de entrada de 120,8 °C, obtenida con el programa EES.
- $D_{i,b}$ es el diámetro interior de las boquillas.

Por otra parte, la norma UNE-EN ISO 13706:2011 nos determina el espesor según el diámetro nominal elegido, como vemos en la siguiente tabla:

Tabla 12. Espesores recomendados para las boquillas.

Pipe size DN (NPS)	Nozzle neck thickness mm (in)
20 (3/4)	5,56 (0,219)
25 (1)	6,35 (0,250)
40 (1 1/2)	7,14 (0,281)
50 (2)	8,74 (0,344)
80 (3)	11,13 (0,438)
100 (4)	13,49 (0,531)
150 (6)	10,97 (0,432)
200 (8)	12,70 (0,500)
250 (10)	15,09 (0,594)
300 (12)	17,48 (0,688)
<p>NOTE The data in this table are taken from ASME B36.10M, using schedule 160 for sizes up to DN 100 (NPS 4) and schedule 80 for the larger sizes.</p>	

Cumpliendo con los requisitos, se ha seleccionado un tubo de DN 100 SCH 80 cuyo diámetro exterior es de 114,3 mm con un espesor de 13,49 mm.

En cuanto a su longitud, la norma TEMA nos proporciona la siguiente relación para determinar la mínima necesaria para el acceso con herramientas:

$$\frac{L_{mín,b}}{D_{i,b}} = 2 \quad (51)$$

Siendo:

- $L_{mín,b}$ la longitud mínima de la boquilla, o lo que es lo mismo, la distancia entre la brida y el cabezal.
- $D_{i,b}$ el diámetro interior de boquilla.
-

2.6.6 Bridas

Las bridas se situarán en el extremo de las boquillas y actuarán como conexión entre los tubos de distribución del agua y los cabezales del intercambiador de calor.

Como los demás componentes de los cabezales, las bridas también serán de acero inoxidable Tipo 316 por los motivos ya expuestos.

La norma UNE-EN ISO 13706:2011 nos limita los tipos de brida que podemos usar. De entre los tipos posibles y según nuestras condiciones de presión y temperatura, hemos escogido bridas del tipo Welding Neck ANSI/ASME B16.5 Class 150 lbs. El diseño de las bridas cumplirá por lo tanto las directrices de la norma ASME B16.5.

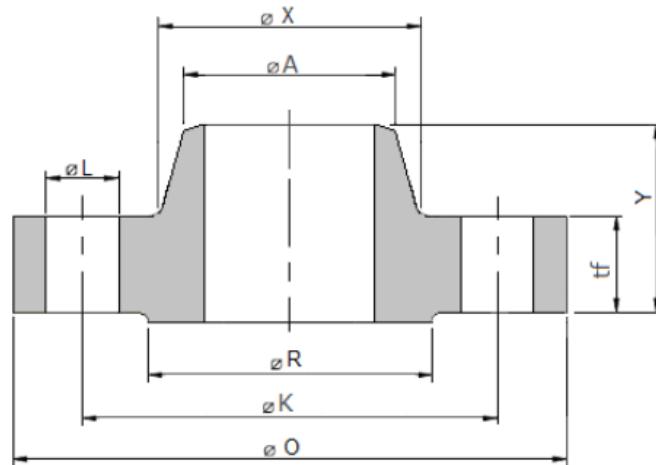


Figura 9. Brida tipo Welding Neck Class 150 según norma ASME B16.5.

Tabla 13. Catálogo brida tipo Welding Neck Class 150 según norma ASME B16.5.

Tamaño Nominal Tubería	Ø exterior O	Mínimo espesor tf	Ø Hub X	Ø Superior Hub A	Longitud Hub Y	Ø Raised Face R	Taladros			Ø Tornillo
							Ø K centro tal.	No tal	Ø tal. L	
1/2 (15)	3.5 (90)	0.38 (9.6)	0.44 (30)	0.84 (21.3)	1.81 (46)	1.38 (34.9)	2.38 (60.3)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
3/4 (20)	3.88 (100)	0.44 (11.2)	0.5 (38)	1.05 (26.7)	2 (51)	1.69 (42.9)	2.75 (69.9)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 (25)	4.25 (110)	0.5 (12.7)	0.56 (49)	1.32 (33.4)	2.12 (54)	2 (50.8)	3.12 (79.4)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 1/4 (32)	4.62 (115)	0.56 (14.3)	0.62 (59)	1.66 (42.2)	2.19 (56)	2.5 (63.5)	3.5 (88.9)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
1 1/2 (40)	5 (125)	0.62 (15.9)	0.69 (65)	1.9 (48.3)	2.38 (60)	2.88 (73)	3.88 (98.4)	4	5/8 (15.875)	1/2 (12.7)
2 (50)	6 (150)	0.69 (17.5)	0.75 (78)	2.38 (60.3)	2.44 (62)	3.62 (92.1)	4.75 (120.7)	4	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)
2 1/2 (65)	7 (180)	0.81 (20.7)	0.88 (90)	2.88 (73)	2.69 (68)	4.12 (104.8)	5.5 (139.7)	4	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)
3 (80)	7.5 (190)	0.88 (22.3)	0.94 (108)	3.5 (88.9)	2.69 (68)	5 (127)	6 (152.4)	4	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)
3 1/2 (90)	8.5 (215)	0.88 (22.3)	0.94 (122)	4 (101.6)	2.75 (70)	5.5 (139.7)	7 (177.8)	8	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)
4 (100)	9 (230)	0.88 (22.3)	0.94 (135)	4.5 (114.3)	2.94 (75)	6.19 (157.2)	7.5 (190.5)	8	3/4 (19.05)	5/8 (15.875)
5 (125)	10 (255)	0.88 (22.3)	0.94 (164)	5.56 (141.3)	3.44 (87)	7.31 (185.7)	8.5 (215.9)	8	7/8 (22.225)	3/4 (19.05)

2.6.7 Juntas de las bridas

Se ha seleccionado una junta adecuada a las dimensiones las bridas según el catálogo comercial recogido en la tabla 14. Estas juntas estarán compuestas por capas de grafito flexible e impermeable. Dichas juntas cumplen la norma ASME B16.21.

Tabla 14. Catálogo de juntas no metálicas para bridas RF según ASME B16.21.

NOMINAL PIPE SIZE		INSIDE DIAMETER	OUTSIDE DIAMETER				
DN	INCH		#150	#300	#400	#600	#900
15	½	21	48	54	54	54	64
20	¾	27	57	67	67	67	70
25	1	33	67	73	73	73	79
32	1 ¼	42	76	83	83	83	89
40	1 ½	48	86	95	95	95	98
50	2	60	105	111	111	111	143
65	2 ½	73	124	130	130	130	165
80	3	89	137	149	149	149	168
90	3 ½	102	162	165	162	162	-
100	4	114	175	181	178	194	206

2.7 Ventiladores

Este intercambiador contará con dos ventiladores en serie por bahía, con una construcción de tiro forzado.

2.7.1 Diámetro de los ventiladores

El criterio para establecer el diámetro necesario de los ventiladores es el siguiente: el área de un ventilador debe ser al menos un 40% del área de haz de tubos que tiene asignada para lograr una buena distribución del aire. La siguiente expresión describe este hecho:

$$A_{vent} \geq 0,4 \cdot \frac{A_{plan}}{N_{vent,p} \cdot N_{vent,s}} \quad (52)$$

Donde:

- A_{vent} es el área de un único ventilador.
- $N_{vent,p}$ es el número de ventiladores en paralelo en una bahía.
- $N_{vent,s}$ es el número de ventiladores en serie en una bahía.
- A_{plan} es el de paso del aire a través de una bahía, calculada como:

$$A_{plan} = L_t \cdot W_t \quad (53)$$

Siendo L_t la longitud de los tubos y W_t el ancho de una bahía.

A partir de la determinación del área del ventilador, calculamos su diámetro mínimo con la siguiente ecuación:

$$D_{min,vent} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{vent}}{\pi}} \quad (54)$$

Donde:

- $D_{min,vent}$ es el diámetro de los ventiladores.
- A_{vent} es el área de un único ventilador.

2.7.2 Distancia entre el ventilador y el haz de tubos

La norma UNE-EN ISO 13706:2011 indica que la distancia mínima entre el plano del ventilador y el haz de tubos en el caso de ventilación forzada, se obtiene con la siguiente ecuación:

$$d_{\min} = \frac{D_{\text{vent}}}{2} \quad (55)$$

Siendo:

- d_{\min} la distancia mínima entre el plano del ventilador y el haz de tubos.
- D_{vent} el diámetro de los ventiladores.

Estableceremos esa distancia mínima como la distancia de nuestro diseño. De esta manera, conseguimos un ángulo de difusión del aire lo más cercano posible a los 45° máximos que indica la misma norma.

2.7.3 Anillo del ventilador

La longitud del anillo del ventilador, cumpliendo con la norma UNE-EN ISO 13706:2011, será obtenida mediante la siguiente expresión:

$$L_{\text{an,vent}} = \frac{D_{\text{vent}}}{6} \quad (56)$$

Donde:

- D_{vent} es el diámetro de los ventiladores.
- $L_{\text{an,vent}}$ es la longitud del anillo de los ventiladores.

Para determinar el diámetro interior de dicho anillo nos basaremos en la siguiente tabla de la norma UNE-EN ISO 13706:2011:

Tabla 15. Separación radial entre la punta de las aspas y el anillo.

Fan diameter		Radial clearance mm (in)	
m	(ft)	Minimum	Maximum
≤ 3,0	(≤ 9)	6,35 (¹ / ₄)	12,7 (¹ / ₂)
> 3,0 and ≤ 3,5	(> 9 and ≤ 11)	6,35 (¹ / ₄)	15,9 (⁵ / ₈)
> 3,5	(> 11)	6,35 (¹ / ₄)	19,05 (³ / ₄)

Conocido el diámetro del ventilador, obtendremos el diámetro interior del anillo con la siguiente expresión:

$$D_{a,i} = D_{\text{vent}} + 2 \cdot S_{\text{an,vent}} \quad (57)$$

Donde:

- $D_{a,i}$ es el diámetro interior del anillo del ventilador.
- D_{vent} es el diámetro del ventilador.
- $S_{\text{an,vent}}$ es la separación radial entre la punta de las aspas y el anillo. Será elegida cumpliendo la tabla 15.

El material del que se compone dicho anillo es acero inoxidable Tipo 316, contando con un espesor de 1,9 mm.

2.7.4 Hélice

El centro de la hélice, donde se montan las aspas del ventilador, estará fabricado en aluminio. Dicho centro permite una variación del ángulo de ataque de las aspas entre 12° y 27°.

Siguiendo las directrices de la norma UNE-EN ISO 13076:2011 en cada bahía pondremos un ventilador con un centro manualmente ajustable y un ventilador con un centro autovariable.

En cuanto a las aspas, cada ventilador cuenta con seis aspas separadas entre sí 60°. El material del que se componen dichas aspas es aluminio.

2.7.5 Caja del ventilador

La caja del ventilador será construida en acero inoxidable Tipo 316, contando con espesor de 1,9 mm.

2.7.6 Potencia del ventilador

La potencia requerida del ventilador se estima con la siguiente expresión:

$$Pot_{vent} = \frac{u_{aire} \cdot \frac{A_{plan}}{N_{vent,p} \cdot N_{vent,s}} \cdot \Delta P_{aire}}{\eta_f} \quad (58)$$

Donde:

- Pot_{vent} es la potencia estimada del ventilador
- u_{aire} es la velocidad con la que el caudal de aire atraviesa el haz de tubos.
- A_{plan} es el área de paso del aire a través de una bahía, calculada con la expresión (53).
- $N_{vent,p}$ es el número de ventiladores en paralelo en una bahía.
- $N_{vent,s}$ es el número de ventiladores en paralelo en una bahía.
- ΔP_{aire} es la caída de presión a través del haz. Un valor recomendado bibliográficamente para la estimación es 150 Pa.
- η_{vent} es la eficiencia del ventilador. Un valor recomendado bibliográficamente para la estimación es 0,7.

2.7.7 Motor del ventilador

Según la norma UNE-EN ISO 13706:2011, La potencia del motor del ventilador debe satisfacer la siguiente expresión:

$$Pot_{mtr,mín} \geq 1,10 \cdot Pot_{vent} \quad (59)$$

Donde:

- $Pot_{mtr,mín}$ es la potencia mínima que debe tener el motor instalado.
- Pot_{vent} es la potencia estimada del ventilador.

Cumpliendo dicho requerimiento, el tipo de motor elegido para cada uno de los ventiladores es el modelo 364TSTFCD6001 de MARATHON MOTORS. Este motor trifásico asíncrono cuenta con 60 CV, 230/460 V, 3000-3600 rpm, eficiencia nominal de 95,8% y un factor de servicio de 1,15. El armazón es 364TS, totalmente cerrado.

2.7.8 Transmisión del motor del ventilador

La transmisión de los motores, seleccionada en función de la potencia de los mismos, será del tipo “right-angle”.

2.8 Altura libre bajo los ventiladores

Bajo los ventiladores debe haber un espacio libre para que sean capaces de recoger aire correctamente. Siguiendo la norma UNE-EN ISO 13706:2011, la mínima altura libre que debe haber se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$h_{libre,min} = \frac{q_v}{l_p \cdot k} \quad (60)$$

Donde:

- $h_{libre,min}$ es la mínima altura libre necesaria.
- q_v es el caudal volumétrico de aire a través de una única bahía.
- l_p es la longitud del perímetro de paso del aire de una bahía.
- k es una constante cuyo valor es 3,6 m/s para ventilación forzada y 4,1 m/s para ventilación inducida.

2.9 Soldaduras

Todas las uniones soldadas se realizarán por arco manual con electrodo metálico revestido (SMAW) para acero inoxidable Tipo 316. El material aportado para las mismas será acero inoxidable Tipo 316.

3 RESULTADOS

A continuación se mostrarán los resultados de los cálculos descritos previamente en este anejo.

3.1 Diseño ingenieril

Tabla 16. Resultados del diseño ingenieril.

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Temperatura del fluido caliente a la entrada: $(T_c)_e$	120,8	°C
Temperatura del fluido caliente a la salida: $(T_c)_s$	60	°C
Temperatura del fluido frío a la entrada: $(T_f)_e$	20	°C
Temperatura del fluido frío a la salida: $(T_f)_s$	45,04	°C
Diferencia media logarítmica del intercambiador: ΔT_m	55,99	°C
Caudal másico total de agua: $\dot{m}_{w,tot}$	220000	kg/h
Caudal másico total de aire: $\dot{m}_{a,tot}$	2200000	kg/h
Número de bahías: $N_{bahía}$	3	-
Caudal másico de agua por bahía: \dot{m}_w	73333,33	kg/h
Caudal másico de aire por bahía: \dot{m}_{aire}	733333,33	kg/h
Potencia por bahía: \dot{Q}	5201,78	kW
Calor específico del agua: c_w	4,2	kJ/kg·K
Calor específico del aire: c_{aire}	1,02	kJ/kg·K
Capacidad térmica mínima (agua): $C_{mín}$	85,56	kW/K
Capacidad térmica máxima (aire): $C_{máx}$	207,78	kW/K
C_r	0,4118	-
Efectividad: ε	0,6032	-
Número de unidades de transferencia: NUT	1,1821	-
Área exterior de transmisión de calor por bahía: A_e	3117,4	m ²
Número de tubos por bahía: N_t	336	-
Longitud de los tubos: L_t	8	m
Diámetro exterior de los tubos: D_e	0,0254	m
Espesor de los tubos: t	0,00165	m
Diámetro interior de los tubos: D_i	0,0221	m
Número de aletas por metro de tubo: $N_{a,1m}$	355	m ⁻¹
Longitud de las aletas: L_a	0,0127	m
Espesor de las aletas: t_a	0,0004	m

Diámetro exterior de las aletas: D_a	0,0508	m
Área de una vuelta de aleta: A_{1a}	0,003104	m ²
Área del aleteado de un único tubo: $A_{a,t}$	8,84559	m ²
Área exterior de un único tubo: $A_{e,t}$	9,363316	m ²
Longitud corregida de las aletas: L_c	0,0129	m
Radio corregido de las aletas: r_{2c}	0,0256	m
A_p	0,00000516	m ²
Eficiencia de una aleta: η_a	0,9	-
Eficiencia global del aleteado: η_g	0,9058	-
Resistencia térmica por mermas asociada al área exterior: R''_{mermas}	0,0002	h·m ² ·K/kcal
Conductividad térmica del acero inoxidable Tipo 316: k_t	13,4	W/m·K
Conductividad térmica del aluminio: k_a	236	W/m·K
Resistencia térmica total asociada al área exterior: R''_{total}	0,030878	m ² ·K/W
Coefficiente global de transmisión de calor exterior: U_e	32,443	W/m ² ·K

3.2 Coeficiente de transferencia de calor del flujo interno

Tabla 17. Propiedades del agua a la temperatura promedio de 90°C.

Propiedad	Valor	Unidad
Conductividad térmica: k_w	0,6621	W/m·K
Densidad: ρ_w	965,72	kg/m ³
Viscosidad dinámica: μ_w	0,000308	N·s/m ²
Prandtl: Pr_w	1,957	-

Tabla 18. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo interior.

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Caudal másico de agua a través de un único tubo: $\dot{m}_{w,1t}$	0,06117	kg/s
Reynolds del flujo interno: Re_i	11442,52	-
n	0,3	-
Nusselts del flujo interno: Nu_i	49,662	-
Coefficiente de transferencia de calor por convección interior: h_i	1487,83	W/m ² ·K

3.3 Coeficiente de transferencia de calor del flujo exterior

Tabla 19. Propiedades del aire a la temperatura promedio de 32,5°C

Propiedad	Valor	Unidad
Conductividad térmica: k_{aire}	0,026065	W/m·K
Densidad: ρ_{aire}	1,1545	kg/m ³
Viscosidad cinemática: ν_{aire}	0,000016315	N·s/m ²
Prandtl: Pr_{aire}	0,7275	-
Prandtl a la temperatura promedio de la pared (90°C): Pr_p	0,7073	-

Tabla 20. Resultados del cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del flujo exterior.

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Área de paso del aire a través de una bahía: A_{plan}	54,24	m ²
Velocidad del aire a través del haz de tubos: U_{aire}	3,253	m/s
Distancia horizontal entre centros de tubos contiguos: X_t	0,06	m
Distancia vertical entre centros de tubos de filas de contiguas: X_l	0,06	m
Velocidad máxima del aire: $U_{aire,máx}$	5,641	m/s
Reynolds máximo del flujo externo: $Re_{e,máx}$	8782,276	-
C_n	0,85	-
Nusselts del flujo externo: Nu_e	62,08	-
Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior: h_e	63,71	W/m ² ·K

3.4 Pérdidas de carga

Tabla 21. Propiedades del agua a las temperaturas de entrada y de salida

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad de entrada a 120,8°C: ρ_{in}	943,846	kg/m ³
Densidad de salida a 60°C: ρ_{out}	983,77	kg/m ³

Tabla 22. Resultados de los cálculos de pérdidas de carga

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Sección total de paso por el interior de los tubos de una bahía: S_t	0,1289	m ²
Área frontal interior de un único cabezal de entrada: A_1	0,6102	m ²
Área total de paso de los tubos asociados a un único cabezal: A_2	0,1277	m ²
Ratio de contracción: σ_c	0,20934	-

K_c	0,42	-
Pérdida de carga por efecto entrada: $\Delta p_{entrada}$	18,21	Pa
Pérdida de carga por efecto momento: $\Delta p_{momento}$	0	Pa
Factor de fricción: f	0,0075809	-
Velocidad del agua a través de los tubos: u_w	0,165	m/s
Pérdida de carga por rozamiento en los tubos: $\Delta p_{momento}$	144,53	Pa
Área frontal interior de un único cabezal de salida: A_3	0,6102	m ²
Ratio de expansión: σ_e	0,20934	-
K_e	0,6	-
Pérdida de carga por efecto salida: Δp_{salida}	0	Pa
Pérdida de carga total: Δp_{total}	162,7	Pa

3.5 Diseño mecánico

Tabla 23. Resultados del diseño mecánico de los tubos

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Caudal másico de agua a través de un único tubo: $\dot{m}_{w,1t}$	0,06117	kg/s
Velocidad del agua a través de los tubos: u_w	0,165	m/s
Número de tubos por bahía: N_t	336	-
Distancia horizontal entre centros de tubos contiguos: X_t	0,06	m
Distancia vertical entre centros de tubos de filas de contiguas: X_l	0,06	m
Presión de diseño: P	400	kPa
Resistencia a la tensión del acero Tipo 316: S	860	MPa
Factor de calidad: E	1	-
Factor de la junta: W	1	-
Y	0,4	-
Espesor mínimo: t_{min}	0,06	mm

Tabla 24. Resultados del diseño mecánico de los cabezales

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Número de filas de tubos: N_f	3	-
Alto interior de un único cabezal: $h_{cab,i}$	0,18	m
Número de tubos de una única fila de un cabezal: $N_{t,f}$	56	-
Ancho interior de un único cabezal: $w_{cab,i}$	3,39	m
Número de tubos de una única fila del cabezal	56	-
Largo interior de un único cabezal: $l_{cab,i}$	0,20	m
Espesor de la placa de tubos: $t_{p,tub}$	16	mm

Espesor de la placa de tapones: $t_{p,tap}$	16	mm
Espesor de las placas laterales: $t_{p,lat}$	10	mm
Espesor de la placa superior: $t_{p,sup}$	10	mm
Espesor de la placa inferior: $t_{p,inf}$	10	mm
Distancia horizontal entre centros de taladros contiguos de la placa de tapones: X_t	0,06	m
Distancia vertical entre centros de taladros de filas contiguas de la placa de tapones: X_l	0,06	m
Diámetro nominal de los taladros de la placa de tapones: $DN_{tal,tap}$	31,75	mm
Diámetro nominal de los tornillos tapón: DN_{tap}	31,75	mm
Longitud bajo la cabeza de los tornillos tapón: $L_{r,tap}$	22,225	mm
Diámetro de la cabeza hexagonal de los tornillos tapón: $D_{c,tap}$	34,925	mm
Distancia horizontal entre centros de taladros contiguos de la placa de tubos: X_t	0,06	m
Distancia vertical entre centros de taladros de filas contiguas de la placa de tubos: X_l	0,06	m
Diámetro nominal de los taladros de la placa de tubos: $DN_{tal,tub}$	25,65	mm
Diferencia inferior de los taladros de la placa de tubos: D_{inf}	0,05	mm
Diferencia superior de los taladros de la placa de tubos: D_{sup}	0,05	mm
Anchura de la ranura de los taladros de la placa de tubos: w_r	3	mm
Profundidad de la ranura de los taladros de la placa de tubos: h_r	0,4	mm
Caudal másico de agua a través de una única boquilla: $\dot{m}_{w,b}$	5,092	kg/s
Diámetro exterior de las boquillas: $D_{e,b}$	114,3	mm
Espesor de las boquillas: $t_{i,b}$	13,49	mm
Diámetro interior de las boquillas: $D_{i,b}$	87,32	mm
Velocidad del agua a través de las boquillas: $u_{m,b}$	0,901	m/s
Longitud mínima de las boquillas: $L_{mín,b}$	174,64	mm

Tabla 25. Resultados del diseño mecánico de los ventiladores

Variable o propiedad	Valor	Unidad
Número de ventiladores en paralelo de una bahía: $N_{vent,p}$	2	-
Número de ventiladores en serie de una bahía: $N_{vent,s}$	2	-
Ancho de paso del aire de una única bahía: W_t	6,78	m
Área de paso del aire a través de una bahía: A_{plan}	54,24	m ²
Área servida por un único ventilador: $A_{plan,vent}$	27,12	m ²
Área de un único ventilador: A_{vent}	10,848	m ²
Diámetro mínimo de los ventiladores: $D_{mín,vent}$	3,716	m
Diámetro de los ventiladores: D_{vent}	3,8	m
Distancia mínima entre el ventilador y el haz de tubos: $d_{mín}$	1,9	m

Anejo I

Iago Montes Flores

Longitud del anillo del ventilador: $L_{an,vent}$	0,6334	m
Separación radial del anillo del ventilador: $S_{an,vent}$	10	mm
Diámetro interior del anillo del ventilador: $D_{an,i}$	3,82	m
Espesor del anillo del ventilador: t_{an}	1,9	mm
Espesor de la caja del ventilador: t_{caja}	1,9	mm
Caída de presión del aire: ΔP_{aire}	150	Pa
Eficiencia del ventilador: η_{vent}	0,7	-
Potencia requerida del ventilador: Pot_{vent}	37,81	kW
Potencia mínima del motor: $Pot_{mtr,mín}$	41,59	kW
Caudal volumétrico de aire a través de una única bahía: q_v	529,33	m ³ /s
Longitud del perímetro de paso del aire de una bahía: l_p	29,56	m
k	3,6	m/s
Altura libre mínima bajo el ventilador: $h_{libre,mín}$	1,658	m

En Ferrol, a septiembre de 2018.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Iago Montes Flores', written in a cursive style.

Fdo.: Iago Montes Flores

Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

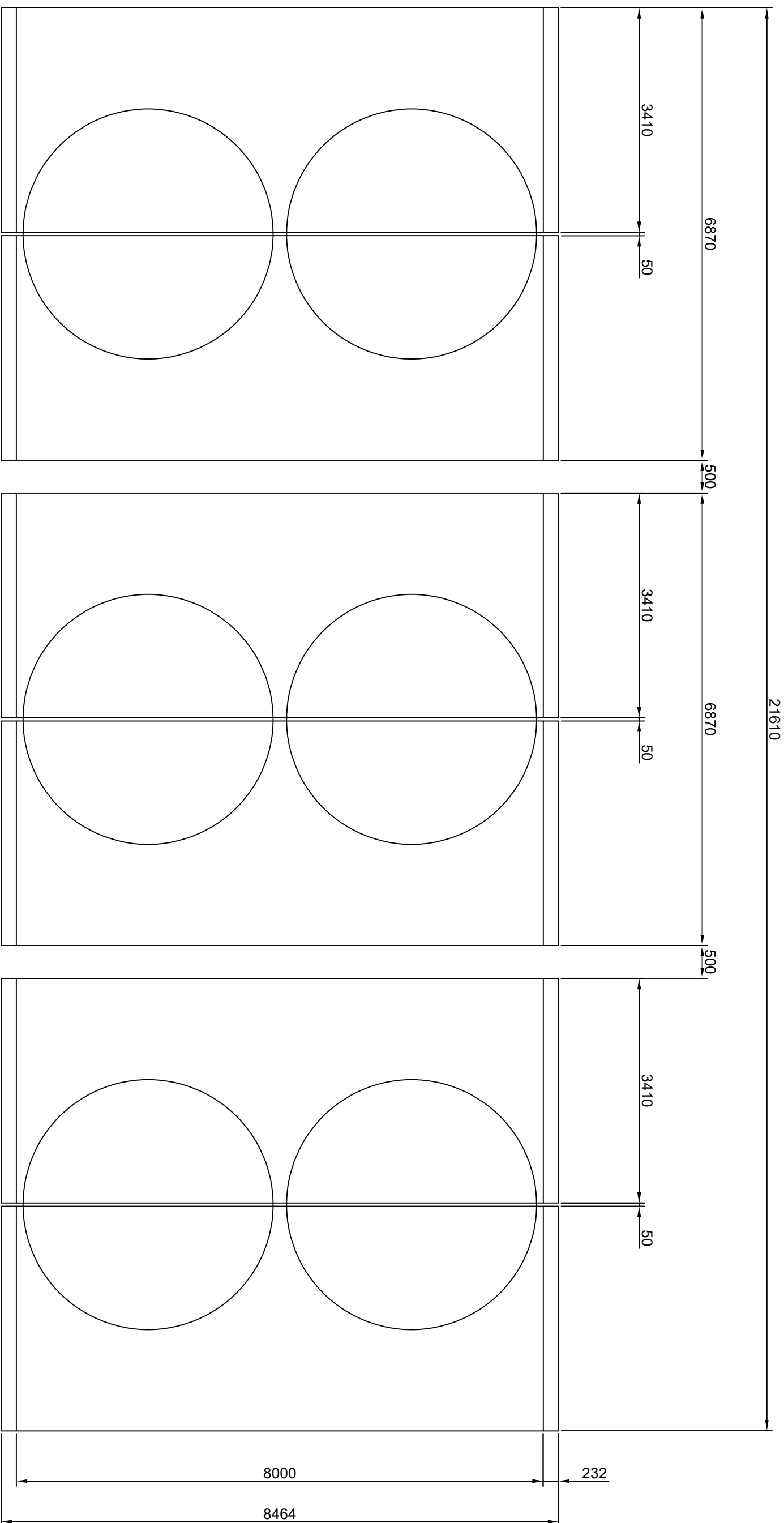
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento II

PLANOS

Índice

- Plano 1. Distribución intercambiador.
- Plano 2. Corte alzado bahía.
- Plano 3. Vista perfil bahía.
- Plano 4. Vista inferior bahía.
- Plano 5. Cabezal.
- Plano 6. Brida welding neck.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:

DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRÍAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA

TÍTULO DE PLANO: DISTRIBUCIÓN INTERCAMBIADOR

FIRMA:

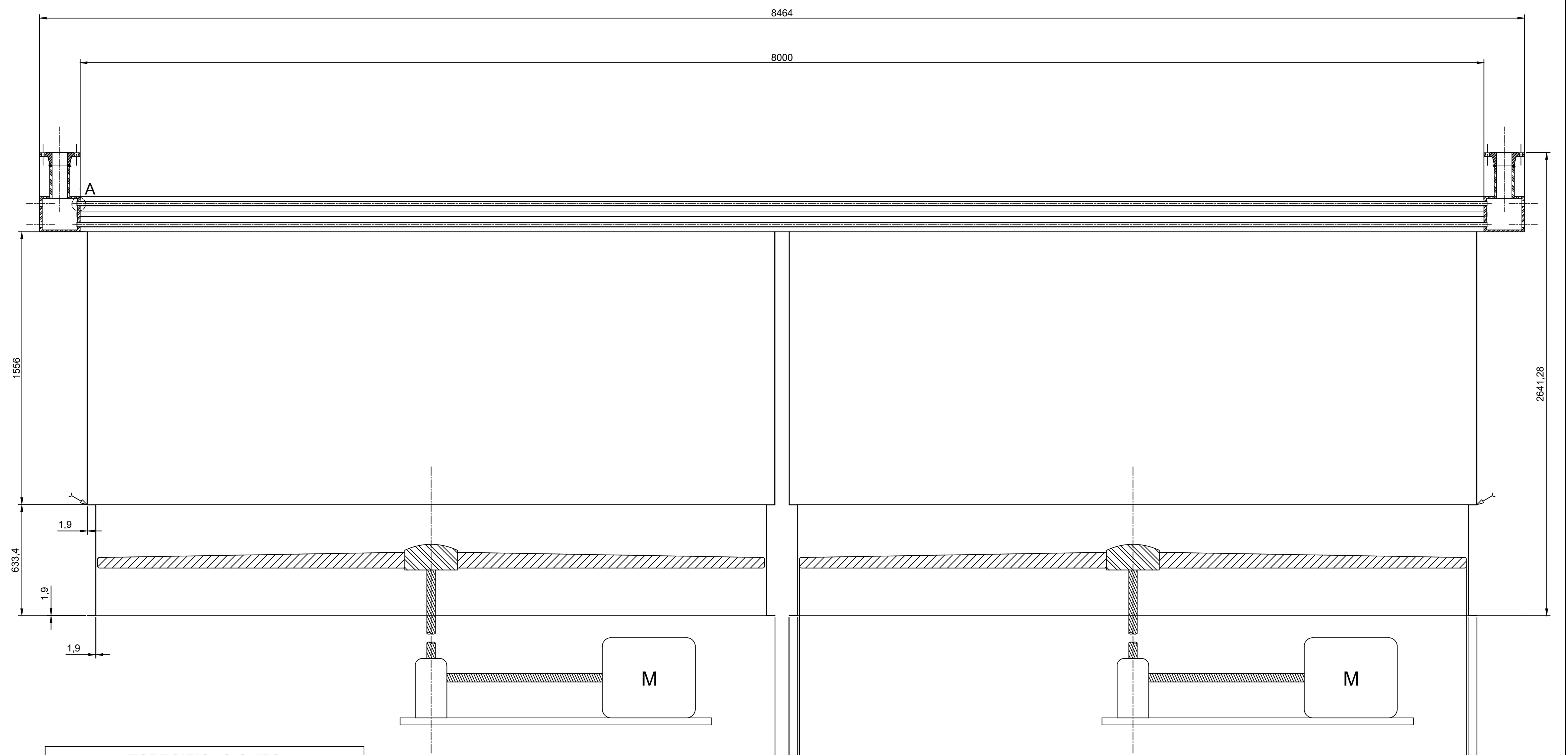
ESCALA: 1:65

A3

FECHA: SEPTIEMBRE 2018

AUTOR: IAGO MONTES FLORES

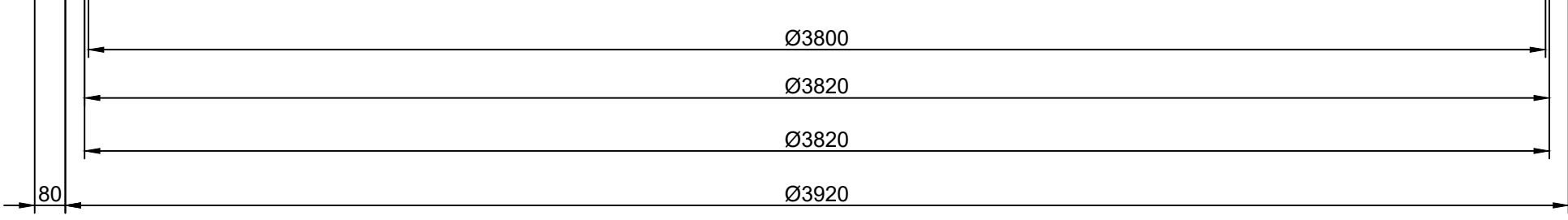
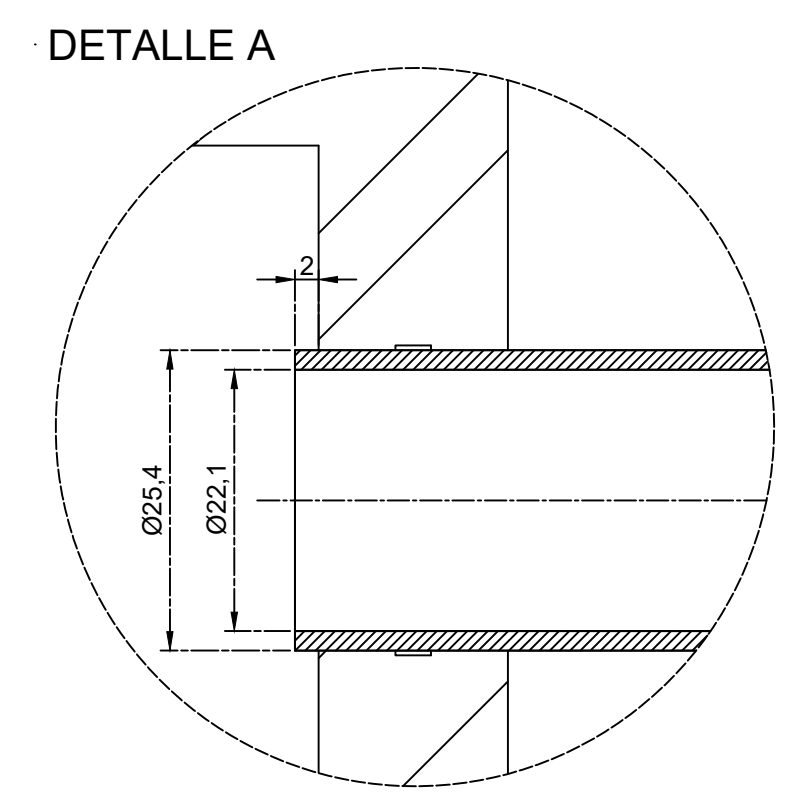
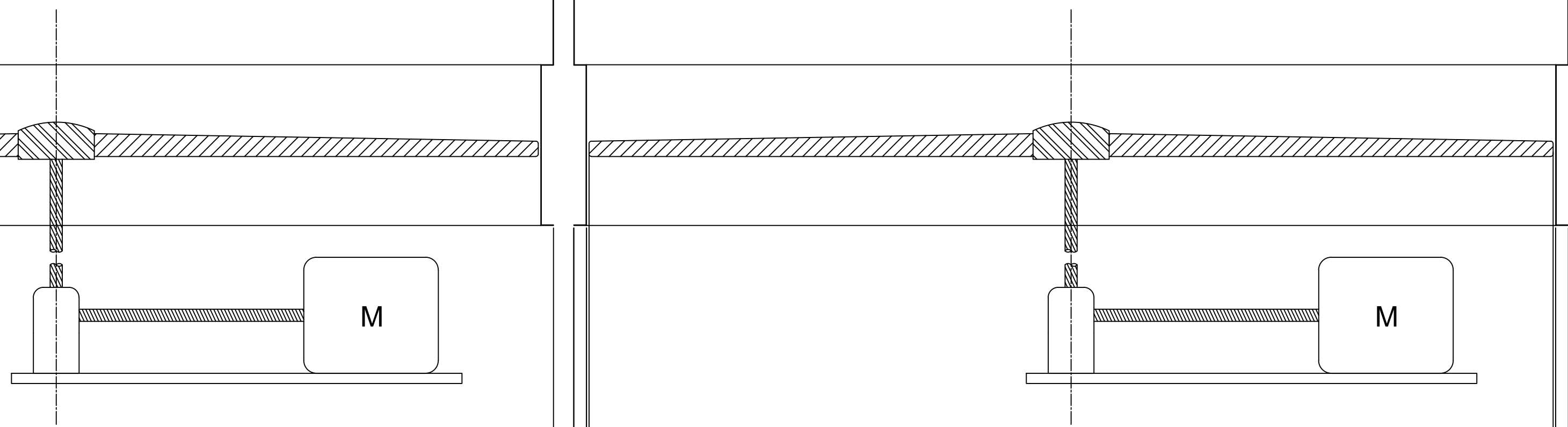
Nº DE PLANO: 1



1556
633.4
1.9
1.9
1.9

2641.28

8464
8000



ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS SON DE ACERO INOXIDABLE 316 SALVO LOS ELEMENTOS DEL VENTILADOR, QUE SERÁN DE ALUMINIO.
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN TIPO SMAW

LEYENDA	
SOLDADURA	
MOTOR	M

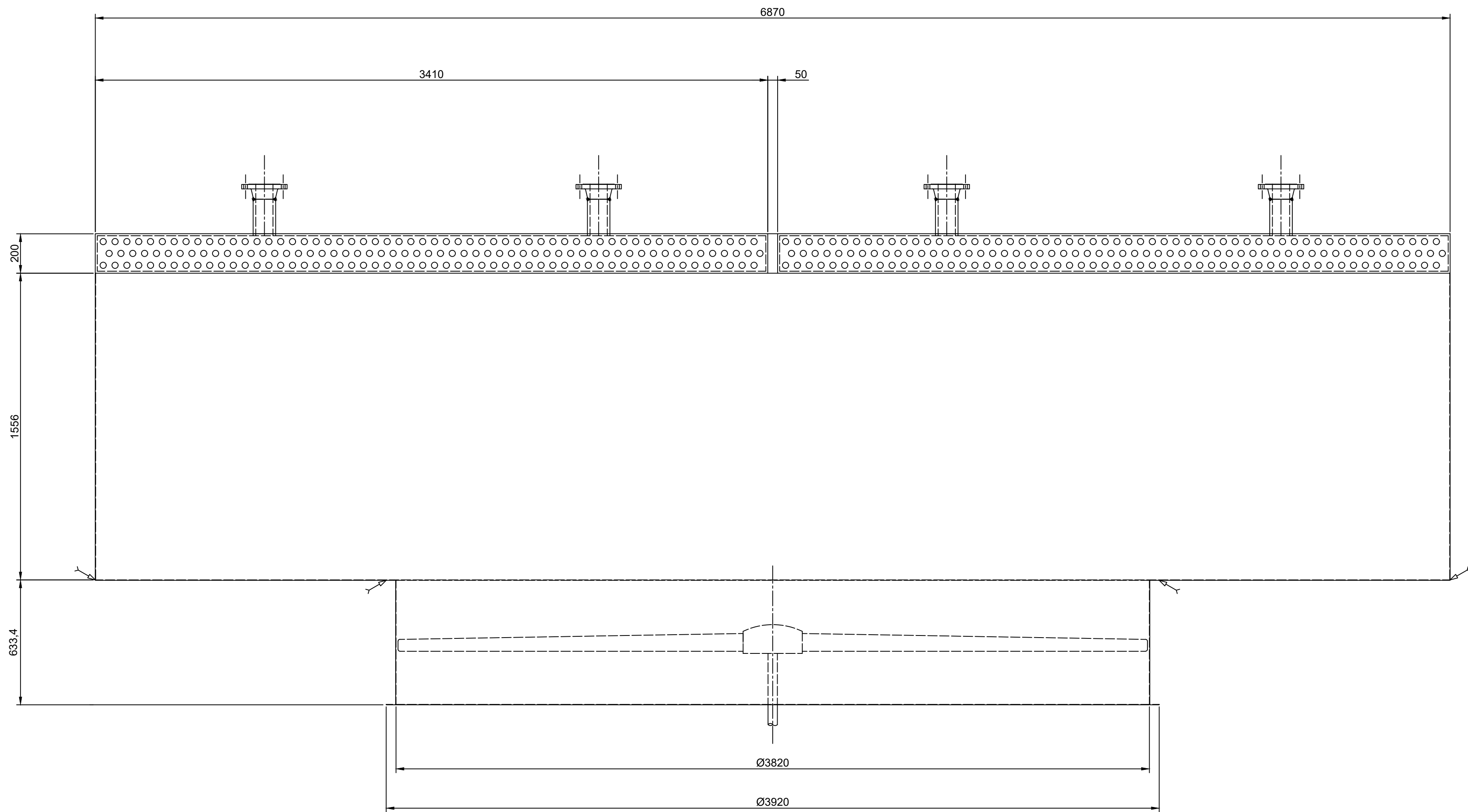


UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



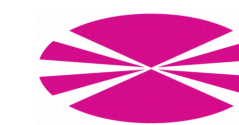
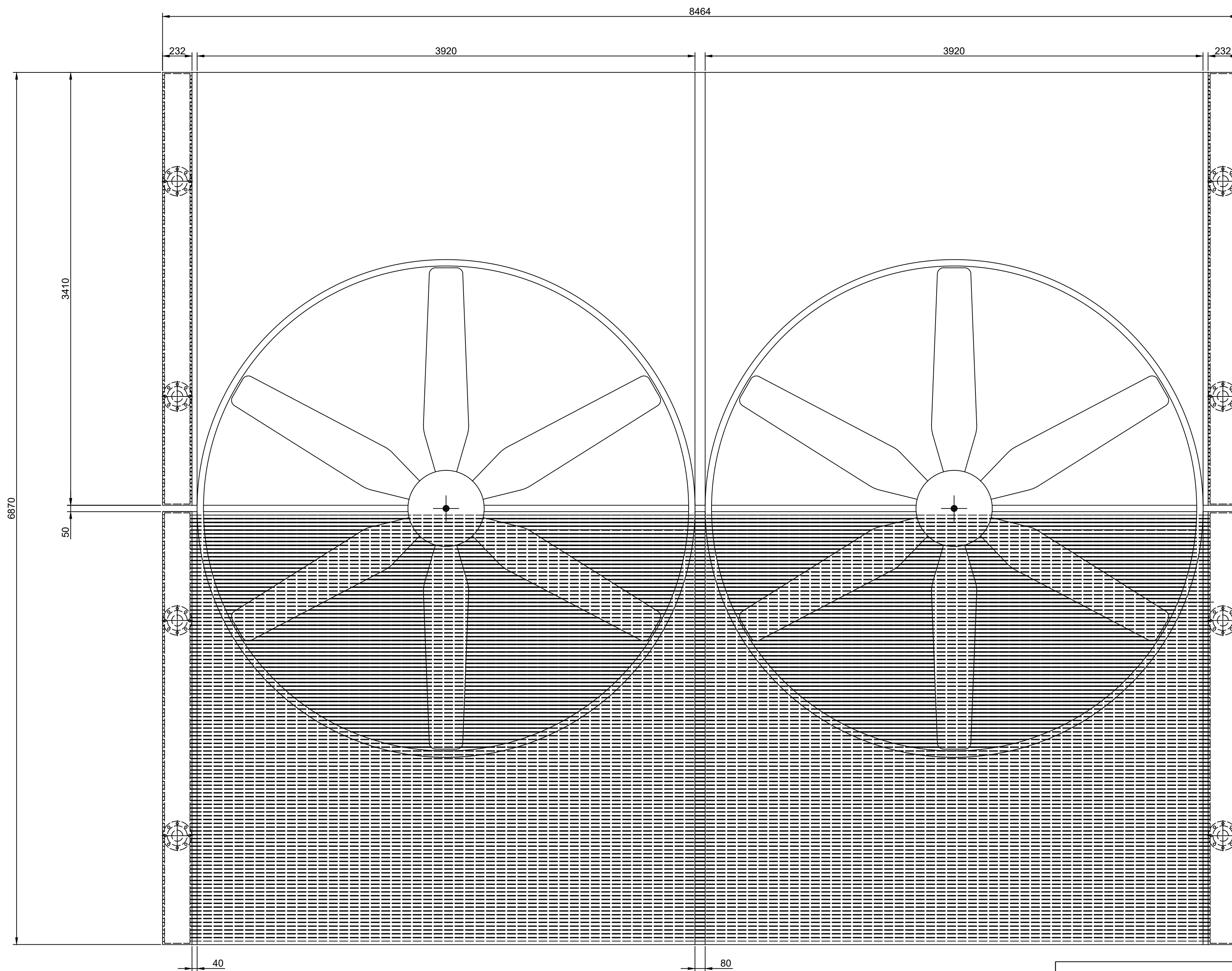
PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA		ESCALA: 1:16	FORMATO: A2
TÍTULO DE PLANO: CORTE ALZADO BAHÍA	FIRMA: 	FECHA: SEPTIEMBRE 2018	
AUTOR: IAGO MONTES FLORES	Nº DE PLANO: 2		



ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS SON DE ACERO INOXIDABLE 316 SALVO LOS ELEMENTOS DEL VENTILADOR, QUE SERÁN DE ALUMINIO.
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN TIPO SMAW

LEYENDA	
SOLDADURA	

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR		
PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA		
TÍTULO DE PLANO: VISTA PERFIL BAHÍA	FIRMA: 	ESCALA: 1:16 FORMATO: A2
AUTOR: IAGO MONTES FLORES		FECHA: SEPTIEMBRE 2018
		Nº DE PLANO: 3




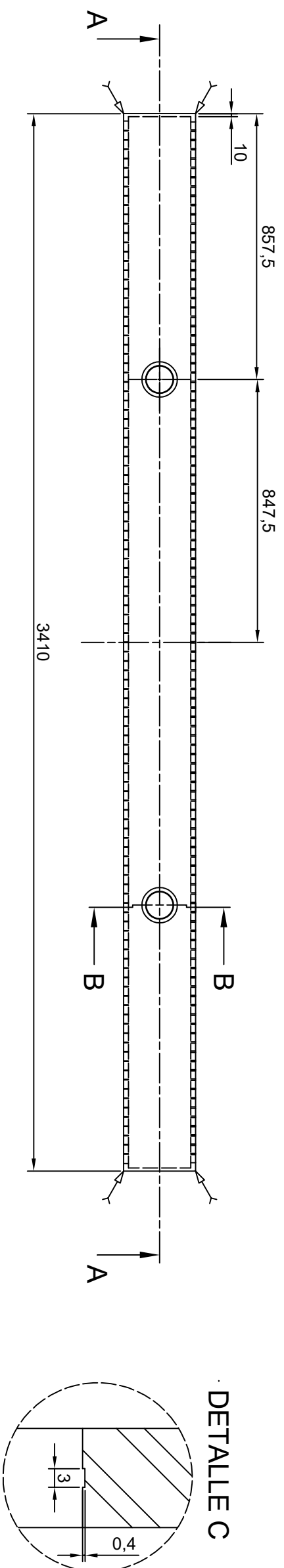
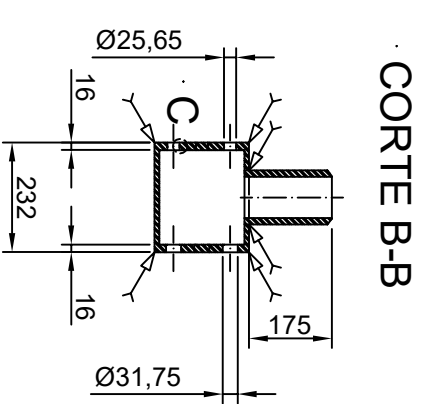
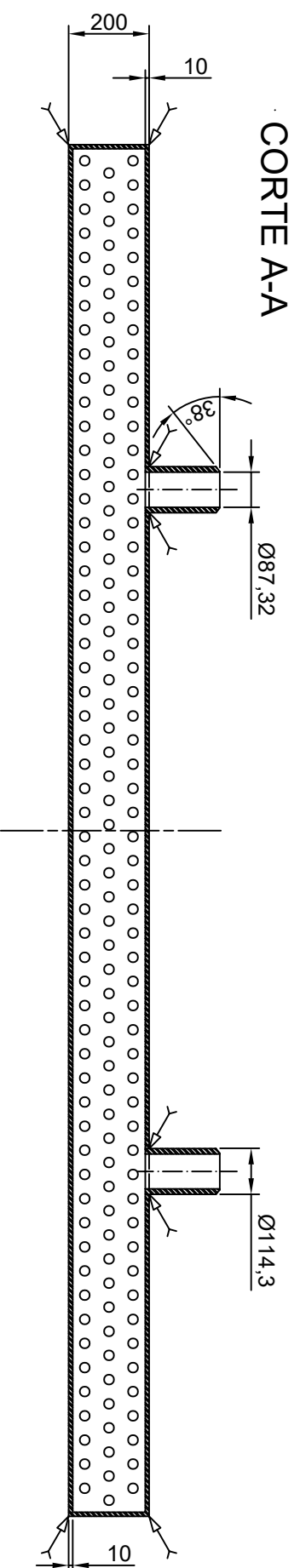
UNIVERSIDADE DA CORUÑA
 ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA		ESCALA: 1:22	FORMATO: A2
TÍTULO DE PLANO: VISTA INFERIOR BAHÍA	FIRMA: <i>Iago Montes Flores</i>	FECHA: SEPTIEMBRE 2018	Nº DE PLANO: 4
AUTOR: IAGO MONTES FLORES			


ESPECIFICACIONES	
MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS SERÁN DE ACERO INOXIDABLE TIPO 316
SOLDADURAS	TODAS LAS SOLDADURAS SERÁN TIPO SMAW
CABEZAL OPUESTO	EL CABEZAL SITUADO EN EL LADO OPUESTO DE LOS TUBOS ES TOTALMENTE SIMÉTRICO AL CORRESPONDIENTE

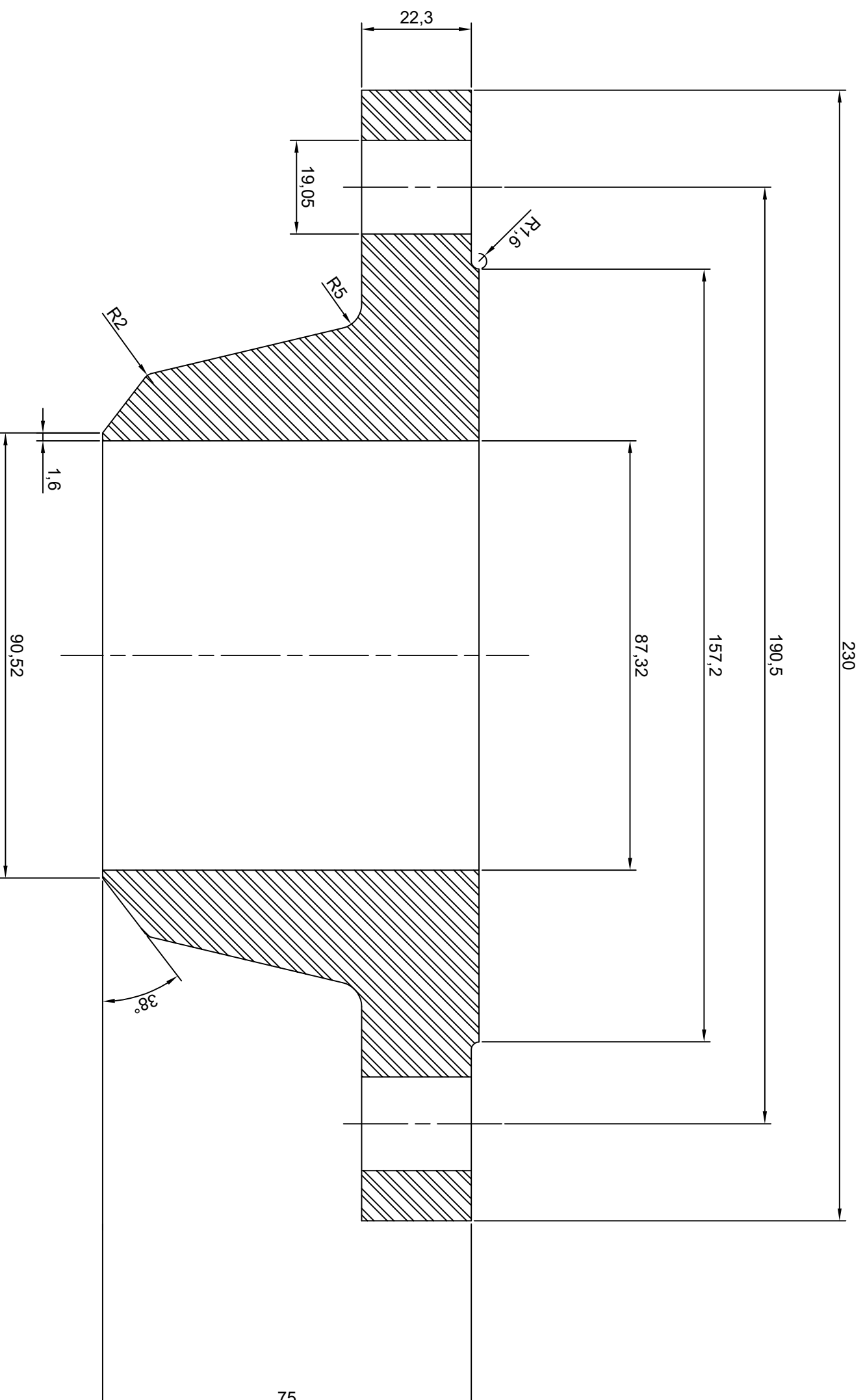
LEYENDA	
SOLDADURA	



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO:		DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRÍAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA	
TÍTULO DE PLANO:		CABEZAL	
AUTOR:		IAGO MONTES FLORES	
FIRMA:			
ESCALA:	1:16	FORMATO:	A3
FECHA:	SEPTIEMBRE 2018	Nº DE PLANO:	5



ESPECIFICACIONES

MATERIALES	TODOS LOS ELEMENTOS DE LA BRIDA SON DE ACERO INOXIDABLE TIPO 316
TALADROS	LA BRIDA POSEERÁ 8 TALADROS DEL DIÁMETRO ESPECIFICADO EN EL PLANO DISTRIBUIDOS SIMÉTRICAMENTE PARA TORNILLOS DE DIÁMETRO NOMINAL 19,05 MM
JUNTA	LAS JUNTA ES DE GRAFITO FLEXIBLE CON DIMENSIONES EN CONCORDANCIA CON LA NORMA ASME B16.21 PARA EL DIÁMETRO DE LA BRIDA SELECCIONADA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



PROYECTO: DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR AÉREO PARA ENFRÍAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA

TÍTULO DE PLANO: BRIDA WELDING NECK

AUTOR: IAGO MONTES FLORES

FIRMA:

ESCALA: 1:1

FORMATO: A3

FECHA: SEPTIEMBRE 2018

Nº DE PLANO: 6



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento III

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1 Objeto	5
2 Condiciones generales.....	6
2.1 Obras que se proyectan-disposiciones	6
2.2 Definiciones	6
2.2.1 Propietario	6
2.2.2 Contratista	6
2.2.3 Subcontratista.....	7
2.2.4 Director de obra.....	7
2.2.5 Dirección facultativa.....	7
2.3 Dirección y ejecución de los trabajos	7
2.4 Obligaciones y responsabilidad del contratista.....	7
2.5 Personal y medios auxiliares	8
2.6 Revisión de materiales.....	8
2.7 Obras no previstas.....	8
2.8 Calidad de los materiales.....	8
2.9 Planos y esquemas	8
2.10 Libro de órdenes.....	8
3 Condiciones técnicas	10
3.1 Instalación mecánica	10
3.1.1 Tubos	10
4 Condiciones legales.....	12
4.1 Responsabilidades y seguridad laboral.....	12
4.2 Capacidad para contratar	12
4.3 Árbitros	14
5 Condiciones económicas	15
5.1 Precios y revisión de precios	15
5.1.1 Composición de los precios unitarios.....	15
5.2 Métodos de pago	16
5.2.1 Valoración y abono de los trabajos	16
5.2.2 Abono de los trabajos especiales no contratados	16
5.2.3 Pago de árbitros	16
5.3 Garantías, fianzas y avales.....	16
5.4 Penalizaciones.....	17
5.4.1 Penalizaciones por baja calidad.....	17

5.4.2 Desperfectos en la propiedad 18
5.4.3 Replanteos 18

1 OBJETO

El Pliego de Condiciones del presente proyecto tiene como objeto servir de base para la realización de las obras descritas en la Memoria, sus anexos, Planos y Presupuesto del mismo, además de todo lo indicado por la Dirección Facultativa.

Todo cuanto se refiera a condiciones económicas, legales o facultativas que deban seguirse en la obra se ajustará a este documento.

2 CONDICIONES GENERALES

El presente Pliego de Condiciones Generales tiene por finalidad regular la ejecución de todas las obras e instalaciones que integran el proyecto en el que se incluye, así como aquellas que estime convenientes su realización la Dirección Facultativa del mismo, estableciendo los niveles técnicos y de calidad exigibles, precisando aquellas actuaciones que correspondan según el contrato y con arreglo a la legislación aplicable, al Propietario de la obra, al Contratista o constructor de la misma, sus técnicos y encargados, al Ingeniero, así como las relaciones entre todos ellos y sus correspondientes obligaciones para el cumplimiento del contrato de obra.

El Contratista se atenderá en todo momento a lo expuesto en el mismo en cuanto a la calidad de los materiales empleados, ejecución, material de obra, precios, medición y abono de las distintas partes de obra.

En referencia a la interpretación del mismo, en caso de oscuridad o divergencia, se atenderá a lo dispuesto por la Dirección Facultativa, y en todo caso a las estipulaciones y cláusulas establecidas por las partes contratantes.

2.1 Obras que se proyectan-disposiciones

Las obras que se proyectan son las que se especifican en la Memoria y sus anexos, planos y presupuesto, y las necesarias para dejar totalmente terminadas las obras objeto de este proyecto.

Cualquier excepción o modificación de lo establecido en el Pliego requerirá la notificación por escrito y la aprobación correspondiente al propietario.

2.2 Definiciones

En el contexto de este Pliego, se establecen las siguientes definiciones:

2.2.1 Propietario

Se entenderá por Propietario a aquel para el que el Contratista (definido a continuación) ejecutará los trabajos. Esta definición se extiende a los apoderados del Propietario y a sus representantes legales.

2.2.2 Contratista

Es la persona natural o jurídica, cuya oferta fue aceptada por el Propietario, y con quien ha firmado el correspondiente contrato de ejecución. Comprende asimismo, a sus representantes legales, apoderados y sucesores expresamente aceptados por aquel.

2.2.3 Subcontratista

Es toda persona, natural o jurídica, que tiene una relación contractual no laboral con el Contratista para ejecutar cualquier trabajo o prestar algún servicio, suministro o aprovisionamiento en relación con las obras, sin vinculación alguna con el Propietario, ante quien responderá por la actuación de aquel.

2.2.4 Director de obra

Es la persona natural o jurídica designada por el Propietario para realizar las funciones de dirección de obra previstas, cuyo nombramiento será notificado por escrito al Contratista.

2.2.5 Dirección facultativa

Estará formada por el Ingeniero-Director y por aquellas personas tituladas o no, que al objeto de auxiliar al Ingeniero-Director en la realización de su cometido, ejerzan, siempre bajo las órdenes directas de éste, funciones de control y vigilancia, así como las específicas por él encomendadas.

2.3 Dirección y ejecución de los trabajos

La dirección Facultativa podrá disponer la suspensión de la obra, al observar anomalías o considerar que los trabajos no se ajustan a lo proyectado, pudiendo la Dirección Facultativa ordenar la demolición y sustitución de la obra ejecutada, siendo todos los gastos que se originen por cuenta de la Empresas Instaladoras.

La propiedad y la Dirección Facultativa, se reservan el derecho de exigir la sustitución en la obra del personal de la Empresas Instaladoras que diera lugar a quejas fundadas o que no reúna las condiciones de aptitud suficientes a juicio de la Dirección Facultativa.

2.4 Obligaciones y responsabilidad del contratista

El contratista queda sometido al cumplimiento de las prescripciones técnicas contenidas en este Pliego de Condiciones. Si los trabajos exigiesen su realización por personal especializado, la Dirección Facultativa, podrá en todo momento solicitar al contratista la presentación de los documentos necesarios que acrediten la adecuada titulación del personal.

En la ejecución de las obras que se hayan contratado, la empresa contratista será la única responsable, no teniendo en derecho a indemnización alguna por el mayor precio que pudiera costarle o por las erróneas maniobras que cometiese durante su construcción, siendo por su cuenta y riesgo e independiente de la inspección de la Dirección Facultativa.

Asimismo, el contratista será responsable de los accidentes que pudieran sobrevenir a todo el personal, debiendo atenerse a las disposiciones de la Policía Urbana y Leyes comunes sobre la materia, Reglamentación de Seguridad e Higiene en el trabajo, etc., y lo mismo para cualquier persona con autorización para entrar en la obra.

2.5 Personal y medios auxiliares

Será obligación de la Contrata disponer con la suficiente antelación de toda clase de personal cualificado, debiéndolo sustituir cuando, a juicio de la Dirección Facultativa, no reúna las características de trabajo que se le encomiende o carezca de las condiciones precisas para la convivencia en el trabajo que le corresponda.

El personal estará dado de alta en la Seguridad Social y deberá disponer de los correspondientes equipos de protección individual.

2.6 Revisión de materiales

Todos los materiales empleados en las obras reunirán las características exigidas en este Pliego de Condiciones, sin que su examen de aprobación represente su recepción definitiva, ya que cualquier defecto observado después de su puesta en obra, obliga a su sustitución por otros en buenas condiciones, sin derecho a abono alguno. En caso de dudas siempre se deberá preguntar a la dirección facultativa.

2.7 Obras no previstas

Solamente son objeto de este contrato las obras comprendidas en los documentos de este Proyecto. No obstante, el contratista está obligado a ejecutar todas las reformas que ordene la Dirección Facultativa, como ampliación o mejoras.

2.8 Calidad de los materiales

En caso de que por alguna circunstancia, no pudieran encontrarse los materiales que figuran en presente Proyecto, estos podrán ser sustituidos por otros de igual calidad, previa aprobación de la Dirección Facultativa. En caso de ser de inferior calidad, se descontará la diferencia de precio que hubiera.

2.9 Planos y esquemas

Las obras se ajustarán en cuanto a dimensiones, cálculos, distribuciones y construcción a los planos de este proyecto, no pudiendo realizar ninguna variación sin el consentimiento de la Dirección Facultativa.

La ausencia o falta de mediciones de los planos se deben a criterios de confidencialidad del propietario que, una vez adjudicada la obra, el contratista deberá consultar y verificar con la dirección facultativa.

2.10 Libro de órdenes

Se dispondrá en la propia obra de un Libro de Órdenes, en donde se recogerán todas las incidencias, modificaciones, aclaraciones, etc., que surjan durante el desarrollo de los trabajos.

El Director de Obra, en ejercicio de sus atribuciones, velará por el cumplimiento de los requisitos especificados en proyecto, así como de las exigencias de las disposiciones legales que sean de aplicación, y en especial aquellas que afecten al buen funcionamiento de las instalaciones y a la seguridad de las personas.

El Libro de Órdenes, como instrumento destinado a garantizar estos extremos, dejará constancia del desarrollo de la obra, conteniendo las firmas de la Dirección Facultativa y de quienes ejerzan como promotores, empleando a tal efecto cuantas copias fueran necesarias.

3 CONDICIONES TÉCNICAS

El pliego de condiciones técnicas tiene por objeto determinar las calidades y características de los elementos que se utilizarán en el desmantelamiento de la instalación actual y en el montaje de la nueva.

En todo lo aquí no señalado regirá el Pliego de Condiciones general que figura en el proyecto de obra.

El Director de Obra deberá eliminar cualquier elemento que no cumpla con la presente especificación, tanto en lo referente a los materiales, como en normativa.

3.1 Instalación mecánica

3.1.1 Tubos

Las tuberías que forman parte de las instalaciones receptoras han de ser de acero inoxidable 316, según la norma ASME.

3.1.1.1 Características: diámetros, longitudes y espesores

Las medidas de los accesorios de inoxidable serán acordes con las características dimensionales del tubo al que se han de unir. Los accesorios para realizar soldadura con orbital y los de soldadura manual deberán ser compatibles con el tubo al que han de soldarse.

3.1.1.2 Uniones

La unión de los tubos de acero inoxidable 316 se realizará por soldadura de aportación. En todos los casos posibles, se realizarán las soldaduras mediante orbital para garantizar las uniones. Cuando no sea posible, las soldaduras se realizarán de forma manual por arco eléctrico.

Los accesorios para la ejecución de uniones, derivaciones, codos, curvas, etc., mediante soldadura, estarán fabricados con inoxidable 316 de las mismas características que las del tubo al que han de unirse mediante soldadura manual o con orbital.

Las uniones de los tubos entre sí y de éstos con los accesorios, se harán de acuerdo con los materiales en contacto y de modo que la ejecución de las operaciones se lleve a cabo de forma que no se llegue a provocar pérdidas de estanqueidad en las uniones.

El procedimiento de la unión mediante soldadura por arco eléctrico, consiste en fundir un material de aporte con el calor aparecido de un arco eléctrico entre el electrodo (material de aporte) y las piezas a unir. En este tipo de soldadura las piezas a unir son de acero inoxidable.

La soldadura con orbital consiste en el proceso de soldar circularmente una pieza cilíndrica fija o fijada en un soporte (conductos, tuberías, etc). Para este propósito, la antorcha se desplaza sobre una guía y recorre la pieza de manera circular. Con esta

técnica se esperan resultados reproducibles y de alta calidad, por esta razón normalmente se emplea el método de soldadura SMAW.

4 CONDICIONES LEGALES

En el presente apartado se describen las condiciones legales bajo las que se ejecutará el proyecto.

4.1 Responsabilidades y seguridad laboral

Todas las empresas subcontratadas deberán nombrar y certificar a una persona que será el recurso preventivo durante la realización y construcción de este proyecto. Dicha persona se encargará de revisión y divulgación de las normativas de seguridad relacionadas con el proyecto y de su cumplimiento y deberá disponer de los cursos que acrediten su función.

Además, toda persona que trabaje para éste queda sujeto a:

- La responsabilidad civil será exigible en forma personal e individualizada, tanto por actos u omisiones propios, como por actos u omisiones de personas por las que se deba responder.
 - No obstante, cuando pudiera individualizarse la causa de los daños materiales o quedase debidamente probada la concurrencia de culpas sin que pudiera precisarse el grado de intervención de cada agente en el daño producido, la responsabilidad se exigirá solidariamente.
- Cuando el proyecto haya sido contratado conjuntamente con más de un proyectista, los mismos responderán solidariamente.
- Los proyectistas que contraten los cálculos, estudios, dictámenes o informes de otros profesionales, serán directamente responsables de los daños que puedan derivarse de su insuficiencia, incorrección o inexactitud, sin perjuicio de la repetición que pudieran ejercer contra sus autores.
- Cuando el director facultativo subcontrate con otras personas físicas o jurídicas la ejecución de determinadas partes o instalaciones, será directamente responsable de los daños materiales por vicios o defectos de su ejecución, sin perjuicio de la repetición a que hubiere lugar.
- Quien acepte la dirección cuyo proyecto no haya elaborado él mismo, asumirá las responsabilidades derivadas de las omisiones, deficiencias o imperfecciones del proyecto, sin perjuicio de la repetición que pudiere corresponderle frente al proyectista.

4.2 Capacidad para contratar

- Podrán contratar las personas naturales o jurídicas, españolas o extranjeras que, teniendo plena capacidad de obrar, no se hallen privadas por parte del Estado ni tengan faltas pendientes con la justicia.

- Las empresas deberán ser personas físicas o jurídicas cuya finalidad o actividad tenga relación directa con el objeto del contrato, según resulte de sus respectivos estatutos o reglas fundacionales y dispongan de una organización con elementos personales y materiales suficientes para la debida ejecución del contrato
- Las empresas no españolas de Estados miembros de la Unión Europea deberán acreditar su capacidad de obrar mediante certificación de inscripción.
- Las restantes empresas extranjeras deberán acreditar su capacidad de obrar mediante informe expedido por la Misión Diplomática Permanente u Oficina Consular de España del lugar del domicilio de la empresa, en la que se haga constar, previa acreditación por la empresa, que figuran inscritas en el Registro local profesional o comercial.

Además de los requisitos reseñados, los licitadores deberán acreditar su solvencia económica, financiera y técnica a través de los medios que se reseñan a continuación:

- Económica y financiera:
 - Cuentas anuales presentadas en el Registro Mercantil o en el Registro oficial que corresponda. Los empresarios no obligados a presentar las cuentas en Registros oficiales podrán aportar, como medio alternativo de acreditación, los libros de contabilidad debidamente legalizados.
 - Declaración sobre el volumen global de negocios y, en su caso, sobre el volumen de negocios en el ámbito de actividades correspondiente al objeto del contrato, referido como máximo a los tres últimos ejercicios disponibles en función de la fecha de creación o de inicio de las actividades del empresario, en la medida en que se disponga de las referencias de dicho volumen de negocios.
 - Si, por una razón justificada, el empresario no está en condiciones de presentar las referencias solicitadas, se le autorizará a acreditar su solvencia económica y financiera por medio de cualquier otro documento que se considere apropiado por el órgano de contratación.
 - Los empresarios que sean personas naturales deberán aportar, asimismo, copia o fotocopia legalizada de la Declaración del Impuesto sobre la Renta de las Personas Físicas de los dos últimos ejercicios presentados.
- Técnica (por uno de los siguientes medios):
 - Relación de los principales suministros efectuados durante los tres últimos años, indicando su importe, fechas y destinatario público o privado de los mismos. Los suministros efectuados se acreditarán mediante certificados expedidos o visados por el órgano competente, cuando el destinatario sea una entidad del sector público o cuando el destinatario sea un comprador privado, mediante un certificado expedido por éste o, a falta de este certificado, mediante una declaración del empresario.

- Indicación del personal técnico o unidades técnicas, integradas o no en la empresa, de los que se disponga para la ejecución del contrato, especialmente los encargados del control de calidad
- Descripción de las instalaciones técnicas, de las medidas empleadas para garantizar la calidad y de los medios de estudio e investigación de la empresa.
- Control efectuado por la entidad del sector público contratante o, en su nombre, por un organismo oficial competente del Estado en el cual el empresario está establecido, siempre que medie acuerdo de dicho organismo, cuando los productos a suministrar sean complejos o cuando, excepcionalmente, deban responder a un fin particular. Este control versará sobre la capacidad de producción del empresario y, si fuera necesario, sobre los medios de estudio e investigación con que cuenta, así como sobre las medidas empleadas para controlar la calidad.
- Muestras, descripciones y fotografías de los productos a suministrar, cuya autenticidad pueda certificarse a petición de la entidad del sector público contratante.
- Certificados expedidos por los institutos o servicios oficiales encargados del control de calidad, de competencia reconocida, que acrediten la conformidad de productos perfectamente detallada mediante referencias a determinadas.

4.3 Árbitros

En caso de necesitar algún tipo de árbitro, este se llevará a cabo por la jurisprudencia municipal o comarcal en la que se sitúe la empresa constructora sometiéndose esta a las leyes y normas del citado municipio o comarca.

5 CONDICIONES ECONÓMICAS

La finalidad es regular las relaciones económicas entre el contratista, los proveedores, los subcontratados y los clientes.

Todos los que intervienen en el proceso de construcción y proyección tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación, con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

El constructor y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago

5.1 Precios y revisión de precios

5.1.1 Composición de los precios unitarios

El cálculo de los precios de las distintas partes es el resultado de sumar los costes directos, los indirectos, los gastos generales y el beneficio industrial.

5.1.1.1 Costes directos

La mano de obra, con sus pluses, cargas y seguros sociales, que interviene directamente en el proceso de fabricación.

Los materiales, a los precios resultantes, que queden integrados en el proceso de que se trate o que sean necesarios para su ejecución.

Los equipos y sistemas técnicos de seguridad y salud para la prevención y protección de accidentes y enfermedades profesionales.

Los gastos de personal, combustible, energía, etc., que tengan lugar por el accionamiento o funcionamiento de la maquinaria e instalaciones utilizadas en la ejecución de la unidad de obra.

Los gastos de amortización y conservación de la maquinaria, instalaciones, sistemas y equipos anteriormente citados.

5.1.1.2 Costes indirectos

Los gastos de almacenes, talleres de fabricación y preparación de moldes, laboratorios, seguros, etc., los del personal técnico, proyectistas y los imprevistos. Todos estos gastos, se cifrarán en un porcentaje de los costes directos.

5.1.1.3 Precio de ejecución material

Se denominará precio de ejecución material al resultado obtenido por la suma de los anteriores conceptos.

5.1.1.4 Precios contradictorios

Se producirán precios contradictorios sólo cuando por medio del ingeniero se decida introducir cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista.

El constructor estará obligado a efectuar los cambios y hacerse cargo de ellos. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el ingeniero y el constructor antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plazo que determine el pliego de condiciones particulares. Si subsiste la diferencia se acudirá, en primer lugar, al concepto más análogo dentro del cuadro de precios del proyecto, y en segundo lugar al banco de precios de uso más frecuente en la localidad.

Los contradictorios que hubiere se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato.

5.2 Métodos de pago

5.2.1 Valoración y abono de los trabajos

Los proveedores y las empresas encargadas del transporte recibirán por adelantado el 20% del abono total, el cual estará concertado previamente en el pliego de condiciones o acordado entre proveedor y constructor. El valor del abono sólo se podrá ver modificado por penalizaciones causadas por incumplimientos en el plazo de entrega o por deficiencia de calidad del servicio otorgado.

Los empleados encargados del montaje, empaquetado y administración del producto recibirán la cifra estipulada mediante pago por vía bancaria y en un solo cobro realizado la última semana de cada mes.

5.2.2 Abono de los trabajos especiales no contratados

Cuando fuese preciso efectuar otra clase de trabajos de cualquier índole especial u ordinaria, que por no estar contratados no sean de cuenta del constructor, y si no se contratasen con tercera persona, no tendrá el constructor la obligación de realizarlos y de satisfacer los gastos que estos ocasionen. En el caso que se haga cargo de estos gastos adicionales se le deberán ser restituidos en un plazo de 3 meses desde el momento que se produzca dicho pago.

5.2.3 Pago de árbitros

El pago de impuestos y arbitrios en general, municipales o de otro origen correrán a cargo del constructor, siempre que en las condiciones particulares del proyecto no se estipule lo contrario.

5.3 Garantías, fianzas y avales

El constructor garantizará la instalación durante un período mínimo de 3 años, para todos los materiales utilizados y el procedimiento empleado en su montaje. Sin perjuicio de cualquier posible reclamación a terceros, la instalación será reparada de acuerdo con estas condiciones generales si ha sufrido una avería a causa de un defecto de montaje o de cualquiera de los componentes, siempre que haya sido

manipulada correctamente de acuerdo con lo establecido en el procedimiento establecido.

La garantía se concede a favor del comprador de la instalación, lo que deberá justificarse debidamente mediante el correspondiente certificado de garantía, con la fecha que se acredite en la certificación de la instalación.

Si hubiera de interrumpirse la explotación del suministro debido a razones de las que es responsable el constructor, o a reparaciones que el constructor haya de realizar para cumplir las estipulaciones de la garantía, el plazo se prolongará por la duración total de dichas interrupciones.

La garantía comprende la reparación o reposición, en su caso, de los componentes y las piezas que pudieran resultar defectuosas, así como la mano de obra empleada en la reparación o reposición durante el plazo de vigencia de la garantía.

Quedan expresamente incluidos todos los demás gastos, tales como tiempos de desplazamiento, medios de transporte, amortización de vehículos y herramientas, disponibilidad de otros medios y eventuales portes de recogida y devolución de los equipos para su reparación en los talleres del fabricante.

Asimismo se deben incluir la mano de obra y materiales necesarios para efectuar los ajustes y eventuales reglajes del funcionamiento de la instalación. Si en un plazo razonable, el constructor incumple las obligaciones derivadas de la garantía, el comprador de la instalación podrá, previa notificación escrita, fijar una fecha final para que dicho constructor cumpla con las mismas. Si el constructor no cumple con sus obligaciones en dicho plazo último, el comprador de la instalación podrá, por cuenta y riesgo del constructor, realizar por sí mismo o contratar a un tercero para realizar las oportunas reparaciones, sin perjuicio de la ejecución del aval prestado y de la reclamación por daños y perjuicios en que hubiere incurrido el constructor.

La garantía podrá anularse cuando la instalación haya sido reparada, modificada o desmontada, aunque sólo sea en parte, por personas ajenas al constructor o a los servicios de asistencia técnica de los fabricantes no autorizados expresamente por el constructor.

Cuando el usuario detecte un defecto de funcionamiento en la instalación, lo comunicará fehacientemente al constructor. Cuando el constructor considere que es un defecto de fabricación de algún componente lo comunicará fehacientemente al fabricante.

5.4 Penalizaciones

5.4.1 Penalizaciones por baja calidad

Si se advirtiese que los materiales, servicios o productos adquiridos no cumplen con los requisitos de calidad estipulados el constructor queda exento del pago de la actividad realizada o de los elementos obtenidos. En el caso concreto de adquisición de piezas, si se detecta más de un 2% de piezas defectuosas el proveedor será sancionado con una multa de 10.000 euros, que serán abonados en un plazo máximo de 6 meses.

5.4.2 Desperfectos en la propiedad

Si el constructor causara algún desperfecto en la propiedad, tendrá que restaurarla a su cuenta, dejándola en el estado que las encontró al dar comienzo las obras de la instalación.

5.4.3 Replanteos

Todas las operaciones y medios auxiliares que se necesite para los replanteos serán de cuenta del contratista, no teniendo por este concepto derecho a indemnización de ninguna clase. El contratista será responsable de los errores que resulten de los replanteos con relación a los planos acotados que el director de la obra facilite a su debido tiempo.

En Ferrol, a septiembre de 2018.



Fdo.: Iago Montes Flores



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2017/18**

*DISEÑO INGENIERIL Y MECÁNICO DE
INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO PARA
ENFRIAMIENTO DE 220 TON/H DE AGUA*

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Documento IV

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1 Intercambiador de calor aéreo	5
2 Ingeniería.....	6
3 Mano de obra.....	7
4 Resumen por capítulos e importe de ejecución material	8
5 Importe de ejecución e importe de contrata	9

1 INTERCAMBIADOR DE CALOR AÉREO

Capítulo 1: Coste material del intercambiador

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)
1	Tubos aleteados de acero inoxidable UNS S31600	8100,28 m	10	81002,88
2	Tubos lisos de acero inoxidable UNS S31600	4,1914 m	7,45	31,23
3	Cabezales de acero inoxidable UNS S31600	2777,09 kg	4,65	12924,58
3	Tornillo de rosca 12 UNF de acero inoxidable S31600	2016	2,5	5062,68
4	Brida Welding Neck 4" de acero inoxidable S31600	224,028 kg	4,65	1041,73
5	Ventilador de aluminio con ángulo manualmente ajustable	3	3760	11280
6	Ventilador de aluminio con ángulo autovariable	3	4520	13560
7	Motor eléctrico trifásico de 60 Cv Modelo 364TSTFCD6001	6	4220,92	25325,52
8	Cajas de ventilador de acero inoxidable S31600	2142,25 kg	4,65	9961,46
Importe total del capítulo 1				160167,40 €

2 INGENIERÍA

Capítulo 2: Ingeniería

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)
1	Diseño del intercambiador	320 h	50	16000
Importe total del capítulo 2				16000,00 €

3 MANO DE OBRA

Capítulo 3: Mano de obra

Número	Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)
1	Mano de obra	18172,61 kg	0,8	14538,09
Importe total del capítulo 3				14538,09 €

4 RESUMEN POR CAPÍTULOS E IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL

Resumen por capítulos	
Capítulo 1: Coste material del intercambiador	160167,40 €
Capítulo 2: Ingeniería	16000,00 €
Capítulo 3: Mano de obra	14538,09 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	190705,49 €

5 IMPORTE DE EJECUCIÓN E IMPORTE DE CONTRATA

IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	190705,49 €
Gastos generales (13%)	24791,71 €
Beneficio industrial (6%)	11442,33 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN	226939,53 €
IVA (21%)	47657,30 €
IMPORTE DE CONTRATA	274596,83 €

El importe de contrata es de **DOSCIENTOS SETENTA Y CUATRO MIL QUINIENTOS NOVENTA Y SEIS EUROS Y OCHENTA Y TRES CÉNTIMOS.**

En Ferrol, a septiembre de 2018.



Fdo.: Iago Montes Flores