



UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA

Escuela Politécnica Superior – Ferrol

TRABAJO FIN DE GRADO



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Título:

DISEÑO DE UN CONDENSADOR PARA PLANTA DE PRODUCCIÓN INDUSTRIAL

Autor:

JULIÁN CANOURA MERODIO

Tutor:

ALBERTO ARCE CEINOS

Fecha:

JULIO 2016

ÍNDICE GENERAL

- **DOCUMENTO 1:** Memoria.

- **DOCUMENTO 2:** Planos.

- **DOCUMENTO 3:** Presupuesto.

DOCUMENTO 1: MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	12
2. INTRODUCCIÓN.	13
2.1 Generalidades: Ciclo de Rankine.....	13
2.1.1 Introducción.	13
2.1.2 Proceso.....	13
2.1.3 Diagrama T-S.	14
2.1.4 Mejoras del ciclo de Rankine.	15
2.2 Condensador de vapor.....	18
2.2.1 Definición.	18
2.2.2 Tipos de condensadores	18
3. CLASIFICACIÓN TEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBO	23
3.1 Tipos de carcasa	24
3.1.1 Tipo E.....	24
3.1.2 Tipo F.....	24
3.1.3 Tipo G	24
3.1.4 Tipo H	24
3.1.5 Tipo J	24
3.1.6 Tipo K.....	24
3.1.7 Tipo X.....	24
3.2 Tipos de cabezal frontal	25
3.2.1. Tipo A	25
3.2.2. Tipo B	25
3.2.3. Tipos C y N.....	25
3.2.4. Tipo D	25
3.3 Tipos de cabezal posterior	25
3.3.1. De espejo fijo	25
3.3.2. De espejo flotante.....	25
3.3.3. Tubos en U	26
4. DISEÑO TÉRMICO.....	29
4.1 Método de la diferencia media de temperaturas.....	29
4.2 Procedimiento.....	33

4.2.1 Procedimiento Zona A:.....	33
4.2.1.1 Caudal de agua fría necesario	33
4.2.1.2 Área de transferencia necesaria	34
4.2.1.3 Diámetro de los tubos.....	34
4.2.1.4 Disposición de los tubos.....	34
4.2.1.5 Número de tubos y diámetro de la carcasa.....	34
4.2.1.6 Coeficiente de transferencia de calor por convección interno.....	40
4.2.1.7 Coeficiente de transferencia de calor por convección externo.....	42
4.2.1.8 Resistencia de ensuciamiento.....	44
4.2.1.9 Longitud de los tubos y área de transferencia de calor necesaria.....	44
4.2.2 Procedimiento Zona B (Sub-enfriamiento):	45
4.2.2.1 Cálculo de la potencia del vapor.....	46
4.2.2.2 Cálculo del número de tubos y caudal de agua por un tubo.....	46
4.2.2.3 Comprobación del procedimiento seguido.....	46
4.3 Parámetros geométricos de la carcasa y el haz de tubos	48
5. CAÍDA DE PRESIÓN.....	53
5.1 Caída de presión en la carcasa	53
5.2 Caída de presión en los tubos	56
6. VIBRACIÓN DEL HAZ DE TUBOS	57
6.1 Inestabilidad fluidoelástica	57
6.1.1 Velocidad de referencia	57
6.1.2 Velocidad crítica	59
6.2 Desprendimiento de vórtices.....	63
7. DISEÑO MECÁNICO.....	64
7.1 El código ASME.....	64
7.2 Las normas TEMA.....	65
7.3 Carcasa	66
7.3.1 Espesor por presión interna.....	66
7.3.2 Margen por corrosión	68
7.4 Tubos.....	68
7.5 Baffles.....	69
7.5.1 Tipos de baffles	69
7.5.2 Espacio entre baffles	72

7.5.3	Espesor	73
7.5.4	Holgura entre bafle y carcasa	74
7.5.5	Agujeros para los tubos.....	74
7.5.6	Tirantes	74
7.6	Espejo o placa portatubos.....	75
7.6.1	Tipos de uniones	75
7.6.2	Diseño	76
7.6.3	Cálculo de la presión efectiva	78
7.6.4	Agujeros en el espejo	82
7.7	Cubiertas del intercambiador	82
7.7.1	Cubierta plana	83
7.7.2	Cubierta semiesférica.....	89
7.7.3	Cubierta elipsoidal	89
7.7.4	Cubierta torisférica	90
7.7.5	Cubierta cónica y toricónica.....	90
7.8	Bridas.....	90
7.8.1	Diseño de bridas.....	91
7.9	Boquillas.....	99
7.10	Soportes para intercambiadores horizontales.....	100
7.10.1	Patas.....	100
7.10.2	Ménsula.....	100
7.10.3	Faldón.....	103
7.11	Cimentación	103
7.11.1	Placa base.....	103
7.11.2	Zapata de hormigón armado	106
7.12	Aislamiento térmico	110
8.	RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO	111
8.1	Resultados en las condiciones de operación	113
8.2	Vibración de los tubos.....	113
9.	RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO.....	113
9.1	Tipo de intercambiador.....	113
9.2	Carcasa	114
9.2.1	Espesor por presión interna.....	114

9.3 Tubos.....	115
9.4 Baffles.....	116
9.5 Espejos	116
9.6 Cubiertas	116
9.7 Bridas.....	117
9.7.1 Brida carcasa-cubierta.....	117
9.7.2 Brida boquilla entrada y salida del agua de enfriamiento	118
9.7.3 Brida boquilla de entrada del vapor de agua.....	118
9.7.4 Brida boquilla de salida del vapor de agua condensado.....	119
9.8 Boquillas.....	120
9.8.1 Boquilla de entrada y salida del agua de enfriamiento	120
9.8.2 Boquilla de entrada del vapor de agua	121
9.8.3 Boquilla de salida del vapor de agua condensado	121
9.9 Peso y altura del condensador	121
9.10 Soporte.....	122
9.11 Cimentación	123
9.12 Aislante térmico	124
9.13 Pintura.....	124
10. CONCLUSIONES.....	125
11. BIBLIOGRAFÍA.....	126

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: <i>Esquema del ciclo de Rankine</i>	15
Figura 2: <i>Diagrama T-S del ciclo de Rankine</i>	15
Figura 3: <i>Esquema del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento</i>	16
Figura 4: <i>Esquema del ciclo de Rankine regenerativo</i>	17
Figura 5: <i>Diagrama T-S del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento</i>	17
Figura 6: <i>Diagrama T-S del ciclo de Rankine regenerativo</i>	17
Figura 7 : <i>Clasificación de intercambiadores de acuerdo con el flujo relativo de los fluidos</i>	19
Figura 8: <i>Intercambiador de carcasa y tubos</i>	20
Figura 9: <i>Intercambiador de placas</i>	20
Figura 10: <i>Distintas geometrías de los intercambiadores compactos</i>	21
Figura 11: <i>Condensador de superficie</i>	21
Figura 12: <i>Condensador de chorro de vacío elevado y de nivel bajo</i>	22
Figura 13: <i>Condensador de chorro barométrico</i>	22
Figura 14: <i>Clasificación intercambiadores de calor de carcasa y tubos</i>	23
Figura 15: <i>Ejemplos de tipos de intercambiadores de calor: (a) BEM, (b) CFU, (c) AJW, (d) AEP, (e) AES, (f) AKT [3]</i>	28
Figura 16: <i>Volumen para el análisis del intercambiador tipo contraflujo</i>	30
Figura 17: <i>Variación de la temperatura de los fluidos en un intercambiador de calor del tipo contraflujo. (a) $C_c < C_f$; (b) $C_c > C_f$</i>	31
Figura 18: <i>Distribución de las temperaturas de los fluidos a lo largo de un intercambiador en corrientes paralelas</i>	31
Figura 19: <i>Esquema para el intercambiador en corriente paralela</i>	32
Figura 20: <i>Factor de corrección, F, para un intercambiador multitubular de 2 pases por los tubos y uno por carcasa. P y R definidos por la ecuación 8</i>	32
Figura 21: <i>Variación de las temperaturas de los fluidos. (a) Evaporador; (b) Condensador</i>	33
Figura 22: <i>Tipos de arreglo de tubos</i>	34
Figura 23: <i>Condensación de película en (a) una esfera, (b) un solo tubo horizontal, (c) una hilera vertical de tubos horizontales con una lámina continua de condensado, y (d) con condensado que gotea</i>	43
Figura 24: <i>Variación del coeficiente C_n con el número de filas</i>	47
Figura 25: <i>Parámetros geométricos del haz de tubos y la carcasa</i>	49
Figura 26: <i>Espacio entre la carcasa y el haz de tubos</i> [http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2253/1716_2007_ESIMEZAC_MAESTRIA_flores_gonzalez_rafael.pdf?sequence=1]	49
Figura 27: <i>Holguras y zonas de flujo en la carcasa</i>	50
Figura 28: <i>Parámetros del arreglo de tubos</i>	51
Figura 29: <i>Factor de fricción para distintas configuraciones de tubos ideales</i>	54
Figura 30: <i>Tiras de sellado</i>	55
Figura 31: <i>Distancias entre baffles</i>	56
Figura 32: <i>Tipo de sujeción de los tubos: (a) pinned-pinned, (b) fixed-pinned, (c) fixed-fixed</i>	60
Figura 33: <i>Número de Strouhal para arreglos de tubos de 90°</i>	63

Figura 34: <i>Número de Strouhal para arreglos de tubos de 30°, 45° y 60°</i>	64
Figura 35: <i>Corte de los bafles</i>	70
Figura 36: <i>Cortes de bafles de doble y triple segmento</i>	70
Figura 37: <i>Flujo a través de bafles segmentados</i>	70
Figura 38: <i>Intercambiador sin tubos en la ventana</i>	71
Figura 39: <i>Bafles disco y doughnut</i>	71
Figura 40: <i>Bafles de varilla</i>	72
Figura 41: <i>Uniones entre espejo y carcasa</i>	76
Figura 42: <i>Perímetro C para arreglo triangular y cuadrado</i>	77
Figura 43: <i>Factor F</i>	78
Figura 44: <i>Tipo de uniones de cubierta plana</i>	84
Figura 45: <i>Tipos de brida</i>	90
Figura 46: <i>Tipos de juntas: (a) junta de cara plana, (b) de cara levantada, (c) de cara empotrada, (d) confinada, (e) junta tipo macho y hembra, (f) de anillo, (g) junta tórica</i>	92
Figura 47: <i>Dimensiones y fuerzas de una brida con cuello</i>	94
Figura 48: <i>Valores de T, U, Y y Z</i>	95
Figura 49: <i>Valores de F, bridas integrales</i>	96
Figura 50: <i>Valores de V, bridas integrales</i>	96
Figura 51: <i>Valores de FL y VL, bridas de tipo suelto</i>	97
Figura 52: <i>Valores de f</i>	98
Figura 53: <i>Área de refuerzo requerida</i>	99
Figura 54: <i>Soporte tipo patas</i> [http://aula.aguapedia.org/pluginfile.php/10870/mod_resource/content/1/Tema%203.Recipientes%20a%20presi%C3%B3n.pdf]	100
Figura 55: <i>Valores de β en función de las condiciones de contorno de la ménsula</i>	102
Figura 56: <i>Soporte tipo faldón cilíndrico</i> [http://aula.aguapedia.org/pluginfile.php/10870/mod_resource/content/1/Tema%203.Recipientes%20a%20presi%C3%B3n.pdf]	103
Figura 57: <i>Dimensiones de la placa base</i>	104
Figura 58: <i>Área uniforme de repartición de los esfuerzos</i>	105
Figura 59: <i>Dibujo de la placa base con la ménsula para calcular el flector</i>	106
Figura 60: <i>Esquema estructura del armado de la zapata rígida</i>	108
Figura 61: <i>Balace de calor para obtener espesor de aislante</i>	110
Figura 62: <i>Dibujo de la solución óptima para el diseño del condensador</i>	112
Figura 63: <i>Dimensiones brida de unión carcasa-cubierta</i>	117
Figura 64: <i>Dimensiones brida boquilla entrada y salida del líquido de enfriamiento</i>	118
Figura 65: <i>Dimensiones brida boquilla entrada vapor de agua</i>	119
Figura 66: <i>Dimensiones brida boquilla salida vapor de agua condensado</i>	120

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: <i>Diámetro de tubos</i>	35
Tabla 2: <i>Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso triangular de 15/16 in</i>	36
Tabla 3: <i>Tubos de 5/8 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 13/16 in</i>	36
Tabla 4: <i>Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1 in</i>	37
Tabla 5: <i>Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso triangular de 1 in</i>	37
Tabla 6: <i>Tubos de 1 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1 ¼ in</i>	38
Tabla 7: <i>Tubos de 1 in de diámetro exterior con paso</i>	38
Tabla 8: <i>Tubos de 1 ¼ in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1 9/16 in</i>	39
Tabla 9: <i>Tubos de 1 ¼ in de diámetro exterior con paso triangular de 1 9/16 in</i>	39
Tabla 10: <i>Valores comunes de espaciamento entre tubos</i>	40
Tabla 11: <i>Expresiones para el número de Nusselt para flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular</i>	41
Tabla 12: <i>Expresiones para coeficiente de fricción para flujo turbulento desarrollado</i>	42
Tabla 13: <i>Expresiones para transferencia de calor por convección externa en bancos de tubos “en triángulo”</i>	47
Tabla 14: <i>Constantes para la ecuación (37)</i>	48
Tabla 15: <i>Términos para calcular la velocidad de referencia</i>	58
Tabla 16: <i>Cálculo del término a_8</i>	58
Tabla 17: <i>Valores de λ_n y F_{cr}</i>	60
Tabla 18: <i>Fórmulas para obtener D</i>	62
Tabla 19: <i>Espesor mínimo de carcasa</i>	66
Tabla 20: <i>Tipos de juntas soldadas</i>	67
Tabla 21: <i>Diámetros y espesores de tubo más habituales</i>	68
Tabla 22: <i>Máxima longitud de tubo sin soporte</i>	73
Tabla 23: <i>Espesor de baffles para intercambiadores tipo R</i>	73
Tabla 24: <i>Espesor de baffles para intercambiadores tipo C y B</i>	73
Tabla 25: <i>Holgura de baffles y placas soporte</i>	74
Tabla 26: <i>Número y diámetro de los tirantes para intercambiadores tipo R</i>	74
Tabla 27: <i>Número y diámetro de los tirantes para intercambiadores tipo C y B</i>	75
Tabla 28: <i>Diámetros y tolerancias de los agujeros para los tubos en el espejo</i>	82
Tabla 29: <i>Tipos de cubiertas para recipientes sometidos a presión: (a) plana, (b) elipsoidal, (c) toriesférica, (d) semiesférica, (e) toricónica, (f) cónica</i>	83
Tabla 30: <i>Brazo del momento de la junta</i>	85
Tabla 31: <i>Factor m según el material de la junta</i>	86
Tabla 32: <i>Factor m según el material de la junta (continuación)</i>	87
Tabla 33: <i>Factor m según el material de la junta (continuación)</i>	88
Tabla 34: <i>Ancho efectivo de la junta</i>	89
Tabla 35: <i>Mínimos recomendados para pernos</i>	93
Tabla 36: <i>Brazos de los momentos para bridas</i>	94
Tabla 37: <i>Tabla de la esbeltez mecánica frente al coeficiente de pandeo</i>	102
Tabla 38: <i>Áreas de barras de armado</i>	109
Tabla 39: <i>Resultados del diseño térmico en las condiciones de operación</i>	113

Tabla 40: <i>Espesor por presión interna</i>	114
Tabla 41: <i>Espesor mínimo de la carcasa por presión interna</i>	115
Tabla 42: <i>Características de los tubos</i>	115
Tabla 43: <i>Características de los espejos</i>	116
Tabla 44: <i>Características de las cubiertas</i>	116
Tabla 45: <i>Características brida de unión carcasa-cubierta</i>	117
Tabla 46: <i>Características brida boquilla agua de enfriamiento</i>	118
Tabla 47: <i>Características brida boquilla de entrada del vapor de agua</i>	119
Tabla 48: <i>Características brida boquilla de salida del vapor de agua condensado</i>	119
Tabla 49: <i>Características boquilla agua de enfriamiento</i>	120
Tabla 50: <i>Características boquilla de entrada del vapor de agua</i>	121
Tabla 51: <i>Características boquilla de salida del vapor de agua condensado</i>	121
Tabla 52: <i>Peso del condensador</i>	122
Tabla 53: <i>Dimensiones del soporte</i>	122
Tabla 54: <i>Dimensiones de la placa base, zapata y armaduras</i>	123

1. OBJETIVO DEL PROYECTO

El objetivo del presente proyecto es el diseño térmico y mecánico de un condensador de carcasa y tubos para su aplicación en una planta de producción de potencia con turbina de vapor, así como el dimensionamiento de los soportes y la cimentación necesaria.

El condensador usará agua como fluido frío, con una temperatura de entrada de 22°C y con una temperatura de salida de 29°C, para condensar el vapor de agua. Por su parte el vapor de agua será suministrado a 46°C y dejará el intercambiador de calor a 36°C.

En la zona de condensación (Zona A) se produce el cambio de fase de vapor de agua a agua líquida sin descenso de la temperatura. Luego viene la zona de sub-enfriamiento (Zona B) en la que el líquido saturado continúa cediendo energía y en este caso provocando un descenso de su temperatura. A la salida de esta zona se encuentra el líquido sub-enfriado a la temperatura deseada (36°C).

La presión de operación del vapor de agua será 10 kPa y la del agua fría será 250 kPa.

2. INTRODUCCIÓN

Las plantas de potencia de vapor operan fundamentalmente con el mismo ciclo básico: **Ciclo de Rankine**, tanto si el suministro de energía viene de la combustión de combustibles fósiles (Carbón, gas o petróleo), como si proviene de un proceso de fisión en un reactor nuclear. El ciclo de potencia con vapor se diferencia de los ciclos de potencia con gas porque en algunas partes de los procesos del ciclo, se hallan presente tanto la fase líquida como la fase de vapor.

2.1 Generalidades: Ciclo de Rankine.

2.1.1 Introducción.

El ciclo de Rankine es el ciclo real que sirve de base al funcionamiento de las centrales térmicas con turbinas de vapor, las cuales producen actualmente la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. La evolución de las centrales térmicas ha estado condicionada por la búsqueda de mejoras en el rendimiento térmico del ciclo termodinámico, ya que incluso pequeñas mejoras en el rendimiento significan grandes ahorros en los requerimientos del combustible. La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar el rendimiento de un ciclo de potencia es aumentar la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la cual el fluido de trabajo cede calor al condensador.

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo la conversión de calor en trabajo, constituyendo lo que se denomina un ciclo de potencia.

2.1.2 Proceso.

Utiliza un fluido de trabajo que alternativamente evapora y condensa, típicamente agua (si bien existen otros tipos de sustancias que pueden ser utilizados, como en los ciclos Rankine orgánicos). Mediante la combustión de un combustible, se genera el calor necesario para producir el vapor de agua en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje (este eje, solidariamente unido al de un generador eléctrico, es el que generará la electricidad en la central térmica). El vapor de baja presión que sale de la turbina se introduce en un condensador, equipo donde el vapor condensa y cambia al estado líquido (habitualmente el calor es evacuado mediante una corriente de refrigeración procedente del mar, de un río o de un lago). Posteriormente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para volver a introducirlo nuevamente en la caldera, cerrando de esta manera el ciclo.

2.1.3 Diagrama Temperatura-Entropía

El diagrama T-S de un ciclo Rankine está formado por cuatro procesos: dos isoentrópicos y dos isóbaricos. La bomba y la turbina son los equipos que operan según procesos isoentrópicos (adiabáticos e internamente reversibles). La caldera y el condensador operan sin pérdidas de carga y por tanto sin caídas de presión. Los estados principales del ciclo quedan definidos por los números del 1 al 4 en el diagrama T-S (1: vapor sobrecalentado; 2: mezcla bifásica de título elevado o vapor húmedo; 3: líquido saturado; 4: líquido sub-enfriado). Los procesos que tenemos son los siguientes para el ciclo ideal (procesos internamente reversibles):

- **Proceso 1-2:** Compresión isoentrópica en una bomba. El fluido de trabajo en fase líquida es impulsado mediante una bomba, lo cual implica un consumo de potencia. Se aumenta la presión del fluido de trabajo hasta el valor de presión en caldera.
- **Proceso 2-3:** Adición de calor a presión constante en una caldera. En un primer tramo del proceso el fluido de trabajo se calienta hasta la temperatura de saturación, luego tiene lugar el cambio de fase líquido-vapor y finalmente se obtiene vapor sobrecalentado. Este vapor sobrecalentado de alta presión es el utilizado por la turbina para generar la potencia del ciclo (la potencia neta del ciclo se obtiene realmente descontando la consumida por la bomba, pero ésta suele ser muy pequeña en comparación y suele despreciarse).
- **Proceso 3-4:** Expansión isoentrópica en una turbina desde la presión de la caldera hasta la presión del condensador. Se realiza en una turbina de vapor y se genera potencia en el eje de la misma.
- **Proceso 4-1:** Rechazo de calor a presión constante en un condensador, de forma que el fluido de trabajo alcanza el estado de líquido saturado. Se realiza en un condensador (intercambiador de calor), idealmente sin pérdidas de carga.

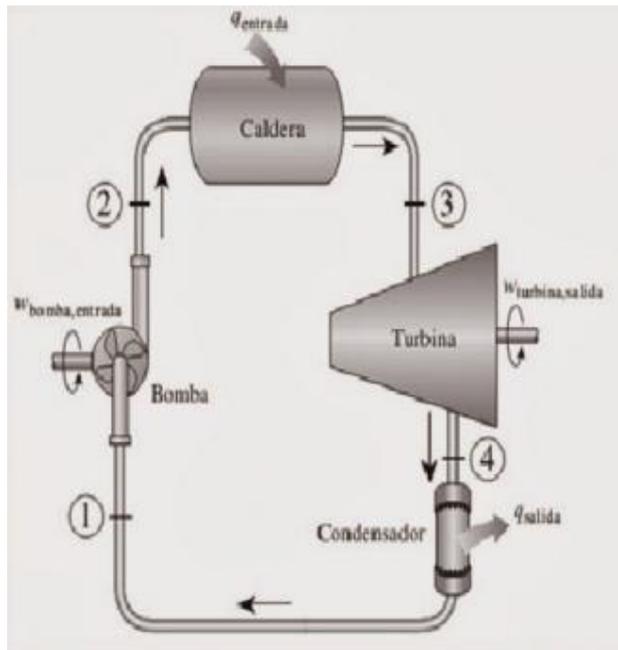


Figura 1: Esquema del ciclo de Rankine

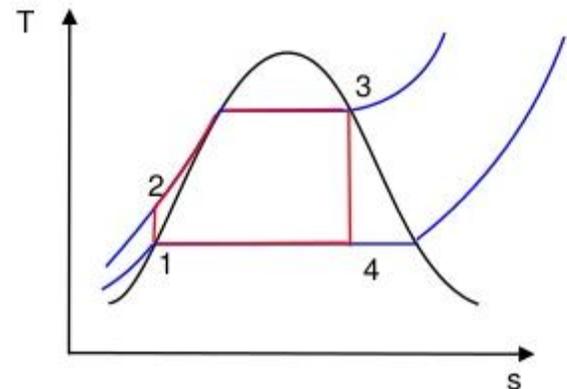


Figura 2: Diagrama T-S del ciclo de Rankine

2.1.4 Mejoras del ciclo de Rankine.

La idea para mejorar un ciclo Rankine es aumentar el salto entálpico entre 1 y 2, es decir, el trabajo entregado a la turbina. Las mejoras que se realizan de forma habitual en centrales térmicas (tanto de carbón, como ciclos combinados o nucleares) son:

- **Reducción de la presión del condensador:** En este procedimiento se disminuye automáticamente la temperatura del condensador otorgando un mayor trabajo a la turbina, una disminución del calor rechazado. La desventaja es que la humedad del vapor empieza a aumentar ocasionando erosión en los álabes de la turbina.
- **Aumentar la presión de la caldera para una temperatura fija:** Al aumentar la presión aumenta la temperatura a la cual se añade calor aumentando el rendimiento de la turbina por ende la del ciclo. La desventaja es la humedad excesiva que aparece.

- **Sobrecalentar la temperatura de entrada de la turbina:** se procede a recalentar el vapor a altas temperaturas para obtener un mayor trabajo de la turbina, tiene como ventaja que la humedad disminuye. Este aumento de la temperatura está limitado por los materiales a soportar altas temperaturas. (Figura 3)

- **Recalentamientos intermedios del vapor, escalonando su expansión.** Esto es, tener varias etapas de turbina, llevando a condiciones de sobrecalentamiento mediante recalentadores y de economizadores. Este escalonamiento de la expansión da lugar a los cuerpos de alta, media y baja presión de turbina. (Figura 3)

- **Realizar extracciones de vapor en la turbina, calentando el agua de alimentación a la caldera,** aumentando su entalpía. El número de extracciones no suele superar las 7, ya que no implicaría una mejora de rendimiento considerable frente a la complicación técnica que conllevan. Esto se puede ver en la Figura 4, dónde solo hay una extracción con su consiguiente regeneración.

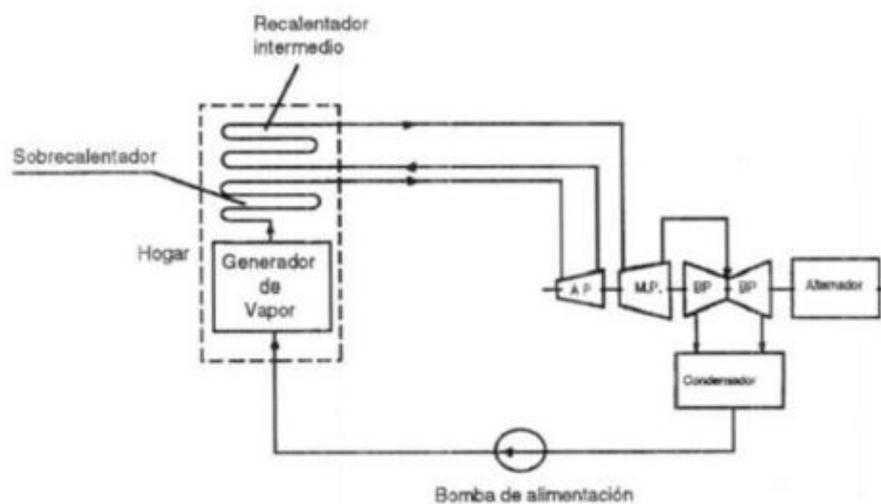


Figura 3: Esquema del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento

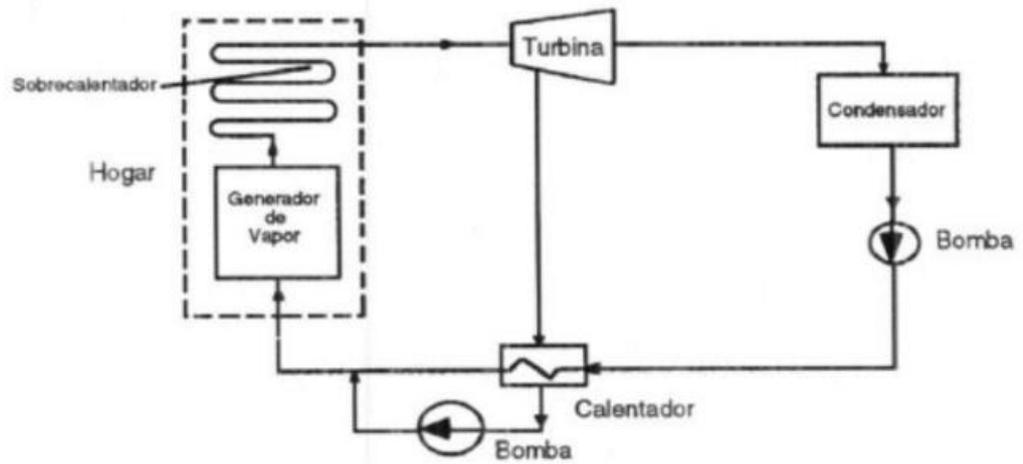


Figura 4: Esquema del ciclo de Rankine regenerativo.

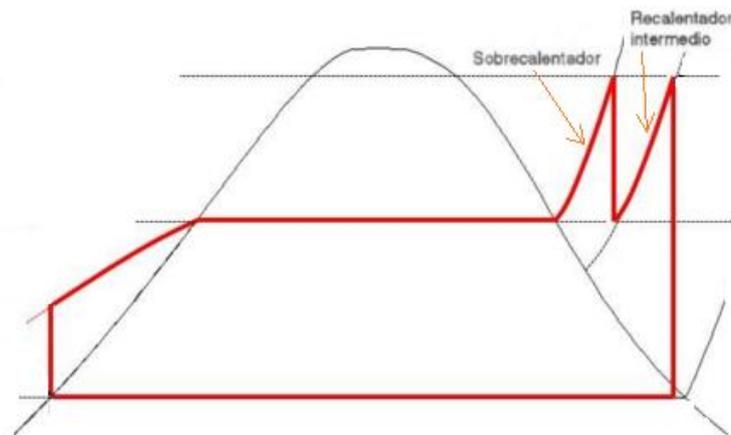


Figura 5: Diagrama T-S del ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento.

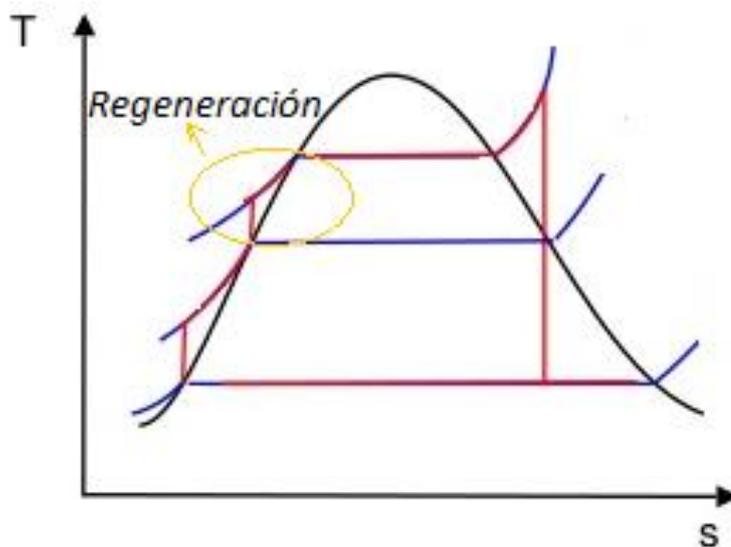


Figura 6: Diagrama T-S del ciclo de Rankine regenerativo.

2.2 Condensador de vapor

Como ya se ha mencionado en el apartado [1], este trabajo se centrará en el diseño ingenieril y mecánico de un condensador. Este pertenecerá a un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.

2.2.1 Definición.

Los condensadores de vapor son intercambiadores de calor en los cuales se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y turbinas, y dónde el aire y otros gases no condensables son evacuados de forma continua. Dos son las ventajas que se obtienen al considerarse el empleo de condensadores en los ciclos con las máquinas y turbinas de vapor:

- Disminución de la presión de escape, con el consiguiente aumento de energía utilizable.
- Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación para las calderas.

En la mayoría de las centrales productoras de vapor la recuperación del condensado es muy importante, constituyendo una necesidad en la mayoría de las aplicaciones marítimas. El agua de alimentación de las calderas tomadas de lagos, ríos o mares, debe vaporizarse o tratarse apropiadamente antes de introducirla en los generadores de vapor, con la tendencia a hacer trabajar las calderas a presiones y temperaturas cada vez más elevadas, ha aumentado la necesidad de trabajar con agua de alimentación puras, dando como resultado que la mayoría de condensadores instalados sean del tipo de superficie (posteriormente explicado), los cuales permiten recuperar el condensado.

2.2.2 Tipos de condensadores

Hay muchas formas en las que se puede clasificar los condensadores. En este trabajo se centrará en las más usuales y en las más relevantes para la comprensión del mismo.

Para empezar, una forma muy sencilla de clasificar los condensadores es referido al flujo relativo entre los fluidos, según el cual se distinguen tres tipos:

- Contraflujo (tubos concéntricos), Figura 7 (a).
- Corrientes paralelas (tubos concéntricos), Figura 7(b).
- Corrientes cruzadas, Figura 7(c).

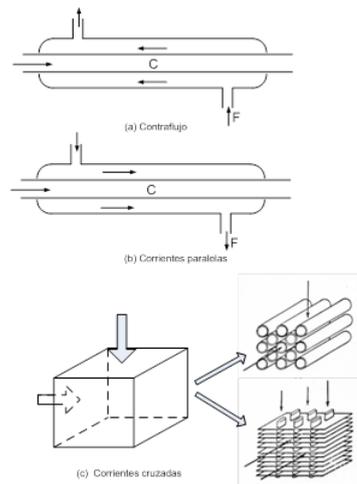


Figura 7 : Clasificación de intercambiadores de acuerdo con el flujo relativo de los fluidos.

Los dos primeros constituyen los intercambiadores más sencillos y su construcción práctica consiste en dos tubos concéntricos. Por el espacio entre los tubos circula un fluido, en la figura 7 el fluido frío, y por el interior del tubo interno circula el otro fluido, en el caso presente, el fluido caliente. Sin embargo, en el intercambiador del tercer tipo los fluidos fluyen en direcciones perpendiculares entre sí, haciendo que se utilice en innumerables aplicaciones.

Otra simple clasificación puede ser agruparlos según sus características constructivas. Algunas de las más comunes son:

- Intercambiador de carcasa y tubos.
- Intercambiador de placas.
- Intercambiador compacto.

Los intercambiadores del primer tipo se encuentran en dimensiones que pueden variar desde el orden de unos centímetros hasta varios metros. Los fluidos pueden circular por los tubos y por el casco. Para proporcionar un flujo sinuoso, de forma que se obtenga un coeficiente de transferencia de calor elevado, en el casco se instalan baffles. Estos baffles tienen además un objetivo estructural, proporcionando apoyo a los tubos, impidiendo, con ello, su flexión. El flujo del fluido del casco es, como se dijo antes, sinuoso y se aproxima al flujo transversal (o cruzado) a los tubos, lo que proporciona coeficientes de transferencia de calor relativamente elevados. El flujo por los tubos puede presentar distintas configuraciones en función del número de pases por los tubos.

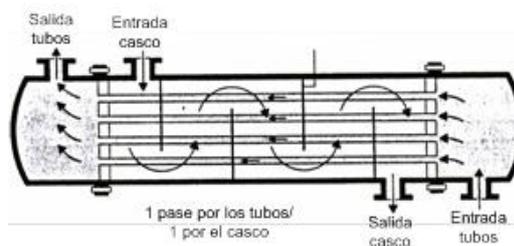


Figura 8: Intercambiador de carcasa y tubos.

En los intercambiadores de placas una de las características que los hace atractivos es su reducido tamaño si se compara con el de los de carcasa y tubos. Como se observa en la figura 9, estos intercambiadores están constituidos por placas agrupadas, entre dos pares sucesivos de las cuales circulan en sentidos opuestos los dos fluidos. Las placas están dotadas de juntas para impedir fugas cuando se comprimen entre sí por las barras de unión. Las placas presentan una geometría que permite el flujo de un fluido en un sentido entre dos placas y el flujo del otro fluido, en general, en el sentido opuesto, por el espacio entre placas contiguas. El conjunto de placas unidas forman 4 canales, dos superiores y otros dos inferiores, que operan como distribuidores y colectores. Uno de los fluidos entra por un distribuidor superior y sale por el colector inferior.

El otro fluido sigue un camino inverso. Este tipo de intercambiador se caracteriza por elevados coeficientes de transferencia de calor, lo que les proporciona un volumen interior a los de carcasa y tubos.

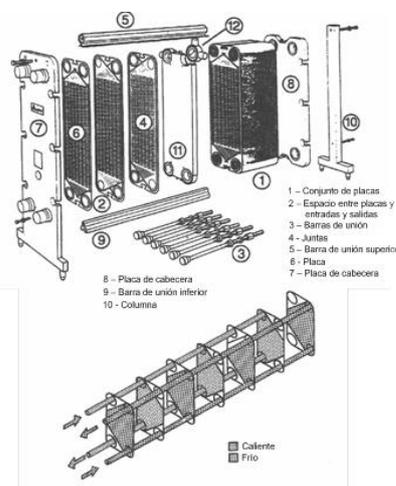


Figura 9: Intercambiador de placas.

Por último en esta clasificación, están los intercambiadores compactos. Este nombre está relacionado con que su volumen es relativamente pequeño comparado con el área de transferencia de calor. Como normal general, tales intercambiadores se aplican en condiciones en las que uno de los fluidos es un gas, cuyo lado es aleteado debido a que el coeficiente de transferencia de calor asociado a los gases es reducido.

En los casos en los que el intercambio de calor se da entre dos gases, se utilizan intercambiadores compactos de tipo matricial (figura 10 (c), (d) y (e)).

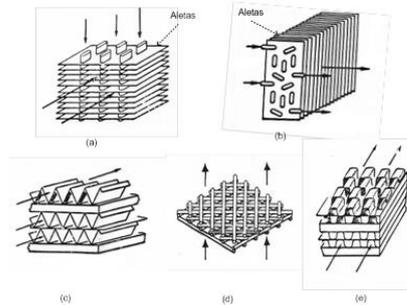


Figura 10: Distintas geometrías de los intercambiadores compactos

Una clasificación ya más referida a este trabajo, son los dos tipos de condensadores que se utilizan en una central de potencia:

- Condensadores de superficie: proporcionan una baja presión de escape y al mismo tiempo permiten recuperar el condensado.

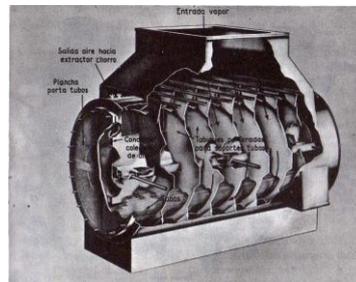


Figura 11: Condensador de superficie

- Condensadores de chorro: solo proporcionan baja presión, pues el condensado se mezcla con el agua de refrigeración.

En las centrales con grandes turbinas de vapor no puede emplearse condensadores de chorro, porque aun prescindiendo de la pérdida del condensado, el consumo de energía de las bombas de estos condensadores y el costo inicial de las necesarias para evacuar el aire neutralizan los beneficios conseguidos con el elevado vacío obtenido con este tipo de condensadores.

Sin embargo, tratándose de turbinas de tamaño moderado, así como de máquinas de vapor de émbolo, los condensadores de chorro tienen bastante aplicación, especialmente en el caso que abunde el agua de alimentación de buena calidad.

Un condensador de superficie consiste generalmente en un cilindro de hierro colado, o de chapa de hierro con una tapa porta-tubos en cada extremo, las cuales unen entre sí una multitud de tubos que forman la superficie de enfriamiento. El vapor de escape entra al condensador por un orificio situado en la parte superior de la carcasa y el agua de refrigeración pasar por el interior de los tubos. Cuando el condensador se emplea con una máquina de émbolo, se adopta corrientemente la disposición inversa, es decir, el agua fría por fuera de los tubos y el vapor por el interior de los mismos.

Los condensadores de chorro pueden ser de nivel bajo o barométrico. Los dos tipos son similares por lo que se refiere a la forma en la cual el vapor de escape y el agua de refrigeración se ponen en contacto; la diferencia estriba en el método de evacuar el agua y el condensado. Aquellos en los que el agua de refrigeración, el condensado y los gases no condensables son evacuados por medio de una sola bomba, son los condensadores de chorro de vacío reducido y de nivel bajo. En la figura 12, los gases condensables son evacuados por medio de una bomba independiente, consiguiéndose un vacío más elevado. Este tipo de condensadores se denominan condensador de chorro, de vacío elevado y de nivel bajo. En determinadas condiciones el aire y el agua pueden ser evacuados por la acción cinética de la vena de fluido, en cuyo caso el condensador de chorro se llama condensador eyector o sifón.

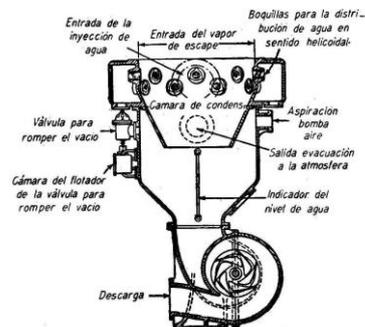


Figura 12: Condensador de chorro de vacío elevado y de nivel bajo.

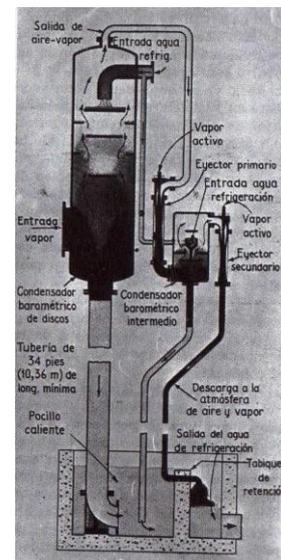


Figura 13: Condensador de chorro barométrico.

3. CLASIFICACIÓN TEMA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBO

Las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) clasifican los intercambiadores de calor de carcasa y tubo mediante letras, según el tipo de cabezal frontal y posterior y el tipo de carcasa (Figura 14).

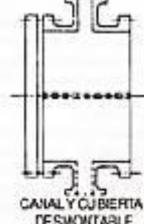
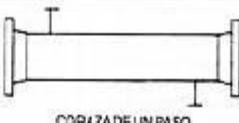
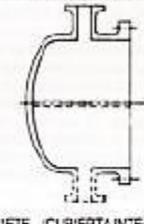
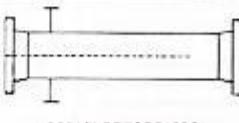
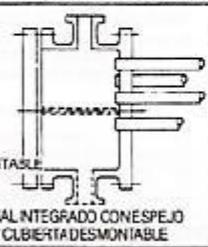
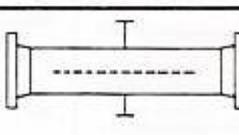
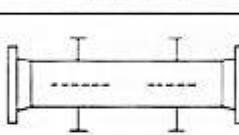
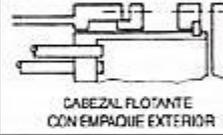
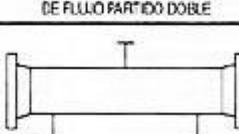
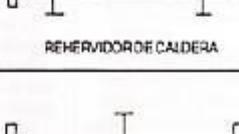
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLÓ HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "C"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO ONDADO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Figura 14: Clasificación intercambiadores de calor de carcasa y tubos

3.1 Tipos de carcasa

3.1.1 Tipo E

Es el tipo de carcasa más común y el más barato debido a su simpleza y facilidad de fabricación. Tiene un solo paso, el fluido entra por uno de los lados de la carcasa y sale por el contrario. Pueden ser de un solo paso por tubos o de múltiples. Los tubos están soportados por baffles transversales.

3.1.2 Tipo F

Es de dos pasos por carcasa y se usa habitualmente con dos pasos por los tubos. El flujo en la carcasa se divide mediante un baffle longitudinal. Las boquillas de entrada y salida del fluido se encuentran alineadas.

3.1.3 Tipo G

Tiene una boquilla de entrada en la parte central y otra en el lado opuesto, con un baffle longitudinal entre ambas. El fluido entra en la carcasa por la parte central y se divide en dos corrientes. Se utiliza sobre todo en intercambiadores con cambio de fase en la carcasa o cuando el fluido que circula por ésta es un gas.

3.1.4 Tipo H

Su diseño es similar a la de tipo G, pero tiene dos boquillas de entrada y otras dos de salida y dos baffles longitudinales, resultando un flujo partido doble. Se utiliza cuando quiere limitarse la caída de presión

3.1.5 Tipo J

Tiene dos entradas y una única salida en el centro o bien, dos salidas y una entrada central. Se emplea para reducir la caída de presión. La velocidad del flujo en este tipo de carcasa será aproximadamente la mitad que en una de tipo E y la caída de presión será unas ocho veces menor.

3.1.6 Tipo K

Se emplea para la generación de vapor. Se deja un espacio por encima del nivel de líquido para que la velocidad del vapor producido sea lo suficientemente baja para que no arrastre partículas líquidas. El líquido que se quiere vaporizar entra por la parte inferior, el vapor sale por la boquilla superior y el exceso de líquido se drena por la boquilla inferior que se encuentra al final.

3.1.7 Tipo X

Se caracteriza por tener un flujo puramente cruzado. No se utilizan baffles transversales, pero sí cuenta con platos que dan soporte a los tubos. Los pasos por tubos pueden ser uno o dos. Es la que menor pérdida de carga presenta y suele ser utilizada para aplicaciones de condensación.

3.2 Tipos de cabezal frontal

3.2.1. Tipo A

Consiste en un cilindro con bridas en ambos extremos. Una de las bridas se atornilla a la cubierta y la otra a la carcasa o al espejo. Se utiliza cuando se necesita limpiar habitualmente el interior de los tubos.

3.2.2. Tipo B

Es de cubierta integrada y tiene forma semiesférica. En el otro extremo tiene una brida que va atornillada a la carcasa o al espejo. Para acceder a los tubos deben desconectarse las tuberías de las boquillas, por lo que se utiliza en aplicaciones que no requieren de una limpieza frecuente del interior de los tubos.

3.2.3. Tipos C y N

Van unidos integralmente al espejo o a la carcasa y atornillados a la cubierta. En el caso del tipo C el haz de tubos es desmontable.

3.2.4. Tipo D

Se utilizan para altas presiones, generalmente más de 70 bar.

3.3 Tipos de cabezal posterior

Según el tipo de cabezal posterior con el que cuentan, los intercambiadores de calor pueden ser de espejo fijo, de espejo flotante o con haz de tubos en U.

3.3.1. De espejo fijo

Son los más utilizados y a este grupo pertenecen los cabezales de tipo L, M y N. El espejo está unido integralmente a la carcasa. Este tipo de construcción minimiza las uniones con juntas y minimizan el mantenimiento. El interior de los tubos puede ser limpiado por medios mecánicos pero, como los espejos no son desmontables, no se tiene acceso al exterior de los tubos y la limpieza mecánica del lado de la carcasa no es posible.

Cuando las diferencias de temperatura entre los tubos y la carcasa sean grandes este diseño no es adecuado, ya que se crean fuertes tensiones debido a la expansión térmica.

3.3.2. De espejo flotante

Los intercambiadores de este tipo tienen un espejo estacionario y otro flotante que se acomoda a las expansiones térmicas de los tubos.

3.3.2.1. Tipo P

Usa el faldón del espejo flotante como parte del cabezal. La empaquetadura sella el fluido del lado de la carcasa a la vez que permite el movimiento del cabezal flotante. El haz de tubos es desmontable y el mantenimiento es muy sencillo ya que todos los tornillos son exteriores. Los fluidos del lado de la carcasa y los tubos se mantienen separados en todo momento y, aún en caso de fugas, no hay posibilidad de contaminación entre ellos. El espacio entre la carcasa y el haz de tubos es grande (alrededor de 38 mm) y se requieren tiras de sellado. Se usa para aplicaciones de baja presión y temperatura en la carcasa y fluidos no peligrosos.

3.3.2.2. Tipo W

Usa un anillo alrededor del espejo para sellar los dos fluidos, de modo que en caso de fugas no es posible la mezcla de ambos fluidos en el interior del intercambiador. El número de pasos está limitado a uno o dos. El haz de tubos es extraíble. Es el cabezal flotante más barato y está recomendado para bajas presiones y temperaturas y fluidos no peligrosos.

3.3.2.3. Tipo T

Una cubierta separada está atornillada al espejo flotante dentro de la carcasa. En este diseño, el haz de tubos se puede desmontar sin necesidad de desmontar las juntas del espejo flotante. Es el que cuenta con una mayor distancia entre la carcasa y el haz de tubos.

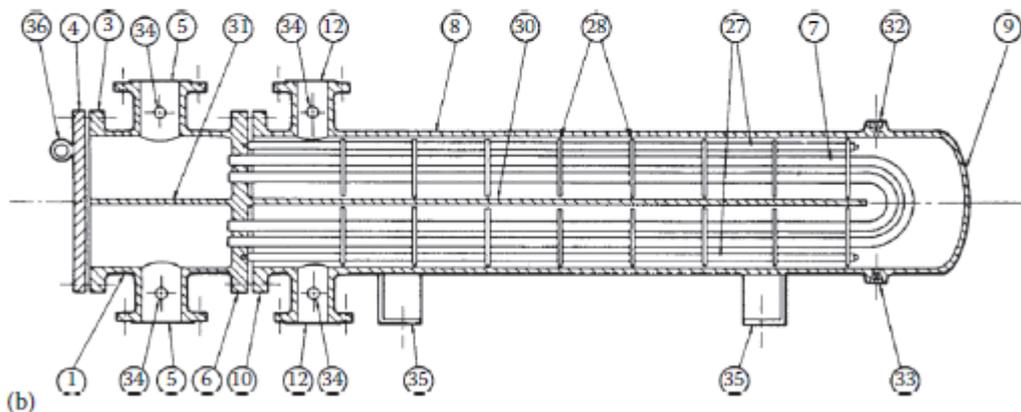
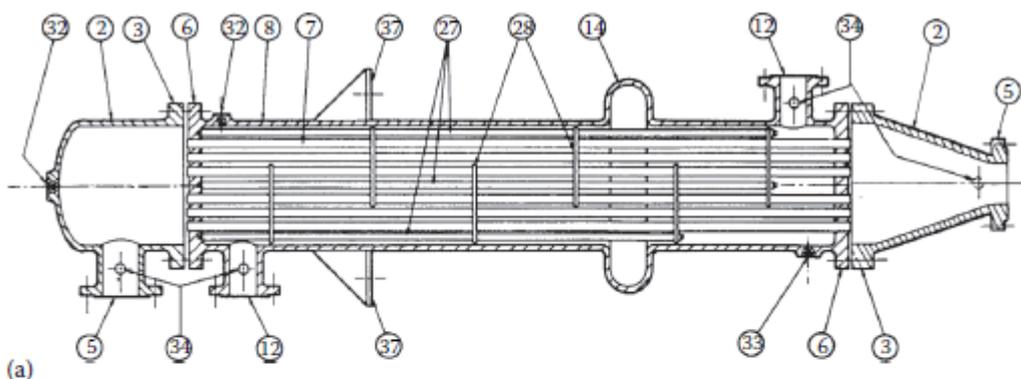
3.3.2.4. Tipo S

En este tipo, la cubierta del cabezal flotante, en lugar de estar directamente atornillada al espejo flotante, es atornillada a un anillo de respaldo. La cubierta del cabezal flotante tiene un diámetro mayor que la carcasa. No suele requerir tiras de sellado. El haz de tubos no es extraíble. Está recomendado para altas presiones y fluidos no peligrosos.

3.3.3. Tubos en U

En este tipo de construcción, el haz de tubos es libre de expandirse y es extraíble. Debido a la complejidad de la limpieza del interior de los tubos, deben usarse con fluido limpios por el lado de los tubos.

1. Cabezal, estacionario, canal	2. Cabezal, estacionario, casquete
3. Brida de cabezal estacionario, canal o casquete	4. Cubierta de canal
5. Tobera de cabezal estacionario	6. Espejo estacionario
7. Tubos	8. Coraza
9. Cubierta de la coraza	10. Brida de la coraza, extremo del cabezal estacionario
11. Brida de la coraza, extremos del cabezal posterior	12. Tobera de la coraza
13. Brida de la cubierta de la coraza	14. Junta de expansión
15. Espejo flotante	16. Cubierta del cabezal flotante
17. Brida del cabezal flotante	18. Dispositivo de apoyo del cabezal flotante
19. Anillo de corte dividido	20. Brida de apoyo deslizante
21. Cubierta del cabezal flotante, externa	22. Faldón del espejo flotante
23. Brida del prensaestopas	24. Empaque
25. Prensaestopas	26. Anillo de cierre hidráulico
27. Bielas y espaciadores	28. Deflectores transversales o placas de apoyo
29. Placa de choque	30. Deflector longitudinal
31. Separación de paso	32. Conexión de ventilación
33. Conexión de drenaje	34. Conexión de instrumentos
35. Albardilla de soporte	36. Talón elevador
37. Ménsula d soporte	38. Vertedero
39. Conexión del nivel de líquido	



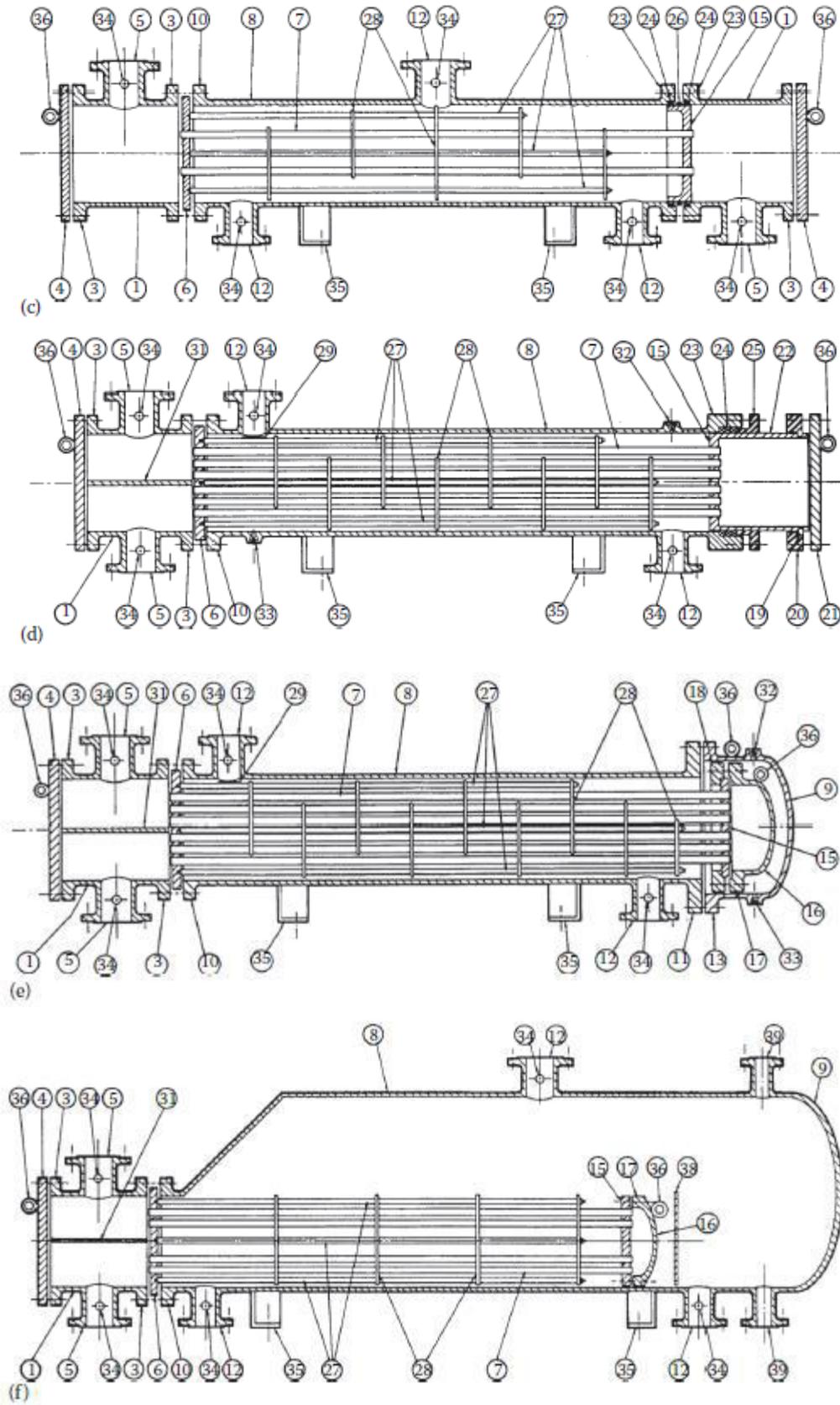


Figura 15: Ejemplos de tipos de intercambiadores de calor: (a) BEM, (b) CFU, (c) AJW, (d) AEP, (e) AES, (f) AKT [3]

4. DISEÑO TÉRMICO

Para la realización del diseño térmico del intercambiador de calor, los métodos más utilizados son dos: el método de la diferencia media de temperaturas y el método de la efectividad - NUT (Número de Unidades de Transferencia). Ambos métodos son ampliamente conocidos y están bien referenciados en la bibliografía especializada.

El método utilizado en este trabajo ha sido el método de la diferencia media de temperaturas, del cual se describen a continuación sus conceptos más relevantes.

4.1 Método de la diferencia media de temperaturas

Con este método se obtiene la diferencia media de temperatura (ΔT_m) en intercambiadores de calor, necesaria para el cálculo de la tasa de transferencia de calor, debido a que:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

\dot{q} : Tasa de transferencia de calor.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

A : Área de transferencia de calor.

Consiste en aplicar las ecuaciones de conservación de la energía y las de tasa de transferencia de calor entre los fluidos, ec. 1, tomando por base el intercambiador del tipo contracorriente. Consideramos un volumen elemental como el de la figura 16, situado a una distancia "x" de la entrada del fluido caliente. Para este volumen se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\partial q = -(\dot{m}c)_c \cdot dT_c = -C_c \cdot dT_c \rightarrow \text{Conservación de la energía, fluido caliente}$$

$$\partial q = -(\dot{m}c)_F \cdot dT_F = -C_F \cdot dT_F \rightarrow \text{Conservación de la energía, fluido frío} \quad (2)$$

$$\partial q = U \cdot dA \cdot (T_c - T_F)$$

Los signos negativos en las dos primeras ecuaciones se deben a que ∂q es positivo y, en el sentido positivo de la Figura 16, las temperaturas de ambos fluidos disminuyen. Otra observación relativa a las ec. (2) es que el producto $U \cdot dA$ se refiere indistintamente a uno de los lados, del fluido frío o caliente. Estas ecuaciones pueden ser transformadas de la siguiente forma:

$$-\frac{\partial q}{C_c} = dT_c; \quad -\frac{\partial q}{C_F} = dT_F;$$

$$d(T_c - T_F) = \partial q \cdot \left(\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} \right) = U \cdot dA \cdot (T_c - T_F) \cdot \left(\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (3)$$

$$\frac{d(T_c - T_F)}{(T_c - T_F)} = (U \cdot dA) \cdot \left(\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} \right)$$

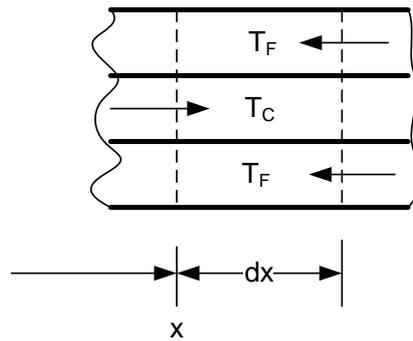


Figura 16: Volumen para el análisis del intercambiador tipo contraflujo.

Integrando la última expresión en relación al área de transmisión de calor del intercambiador, recordando que U , C_F , C_c son constantes, se obtiene:

$$\ln \left[\frac{(T_c - T_F)_{x=L}}{(T_c - T_F)_{x=0}} \right] = (U \cdot A) \cdot \left(\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (4)$$

Como

$$q = C_c \cdot [(T_c)_{x=0} - (T_c)_{x=L}] = C_c \cdot [(T_c)_e - (T_c)_s]$$

$$q = C_F \cdot [(T_F)_{x=0} - (T_F)_{x=L}] = C_F \cdot [(T_F)_s - (T_F)_e]$$

$$\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} = \frac{[(T_F)_s - (T_F)_e] - [(T_c)_e - (T_c)_s]}{q}$$

$$\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_c} = \frac{[(T_c)_e - (T_F)_s] - [(T_c)_s - (T_F)_e]}{q}$$

Los índices "e" y "s" se refieren a la entrada y salida de los fluidos.

Sustituyendo la relación de capacidades térmicas en la ec. (4) y sustituyendo los índices de las temperaturas por "e" y "s", resulta:

$$\ln \left[\frac{[(T_c)_s - (T_F)_e]}{[(T_c)_e - (T_F)_s]} \right] = -U \cdot A \cdot \frac{[(T_c)_e - (T_F)_s] - [(T_c)_s - (T_F)_e]}{q}$$

$$q = U \cdot A \cdot \frac{[(T_c)_e - (T_F)_s] - [(T_c)_s - (T_F)_e]}{\ln \left[\frac{[(T_c)_e - (T_F)_s]}{[(T_c)_s - (T_F)_e]} \right]}$$

Junto con la ec. (1), el diferencial medio entre las temperaturas del fluido caliente y del fluido frío, ΔT_m , es igual a:

$$\Delta T_m = \frac{[(T_c)_e - (T_F)_s] - [(T_c)_s - (T_F)_e]}{\ln \left[\frac{[(T_c)_e - (T_F)_s]}{[(T_c)_s - (T_F)_e]} \right]} \quad (5)$$

Esta diferencia media de temperatura es logarítmicamente un valor promedio de las diferencias de temperatura entre el fluido caliente y el frío en cada sección del intercambiador.

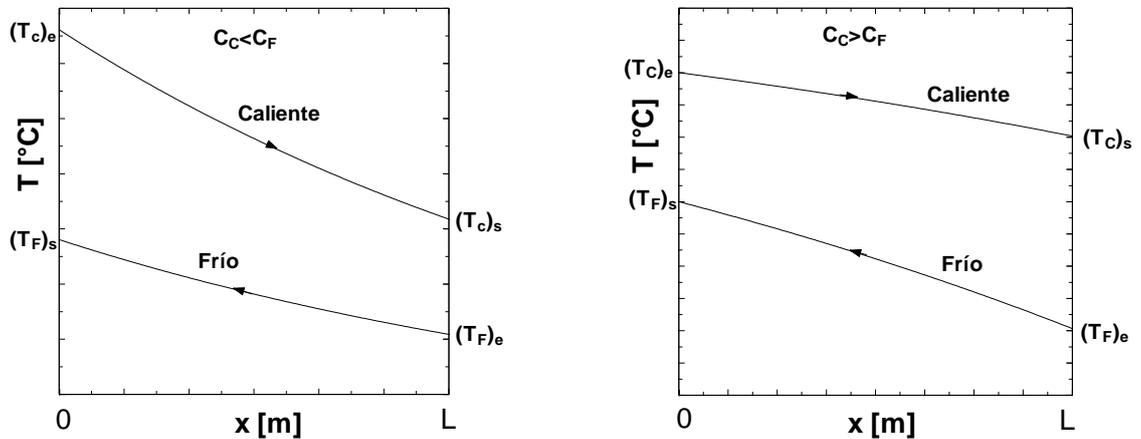


Figura 17: Variación de la temperatura de los fluidos en un intercambiador de calor del tipo contraflujo. (a) $C_c < C_f$; (b) $C_c > C_f$;

En el caso de intercambiadores en corrientes paralelas, el procedimiento es análogo al que se ha considerado para el de contracorriente, obteniéndose:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$\Delta T_m = \frac{[(T_c)_e - (T_f)_e] - [(T_c)_s - (T_f)_s]}{\ln \left[\frac{[(T_c)_e - (T_f)_e]}{[(T_c)_s - (T_f)_s]} \right]} \quad (6)$$

En intercambiadores de corrientes paralelas, la expresión de la diferencia media “logarítmica” de temperaturas incorpora diferencias entre las temperaturas de los fluidos en las secciones de entrada y salida de ambos fluidos.

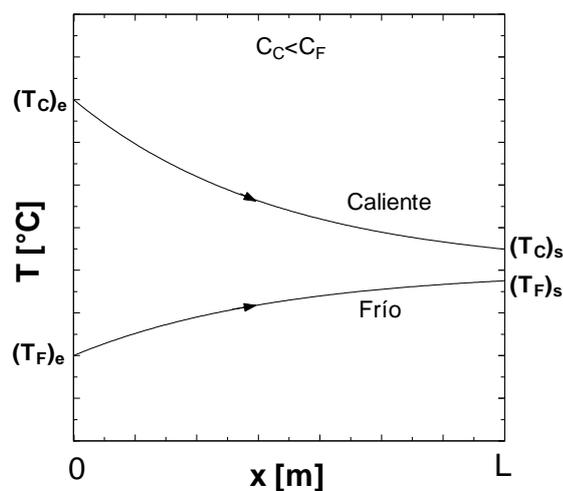


Figura 18: Distribución de las temperaturas de los fluidos a lo largo de un intercambiador en corrientes paralelas.

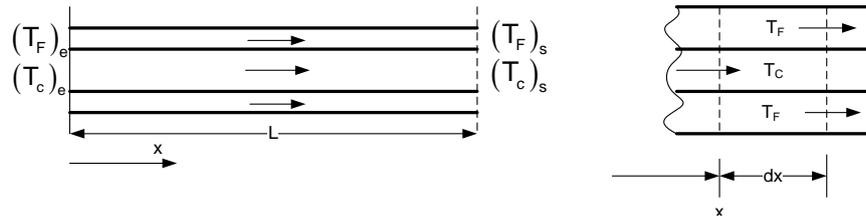


Figura 19: Esquema para el intercambiador en corriente paralela.

En intercambiadores de geometría más compleja que los dos casos anteriores, la diferencia media entre las temperaturas de los fluidos asume una expresión de mayor complejidad, de forma que el procedimiento corriente es considerar el intercambiador como uno de contraflujo y corregir el diferencial medio por un factor de corrección (F):

$$q = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (7)$$

Este factor puede ser determinado a partir de las relaciones o gráficas que varían con el tipo de intercambiador y con dos parámetros funciones de las temperaturas del fluido:

$F = f(P, R, \text{tipo intercambiador})$

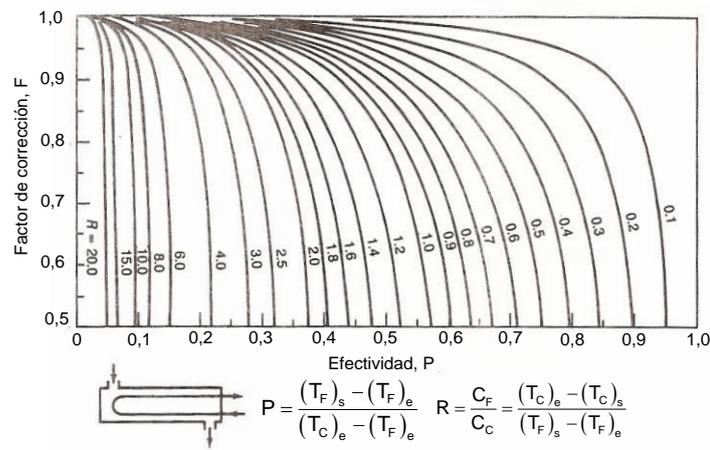


Figura 20: Factor de corrección, F, para un intercambiador multitubular de 2 pases por los tubos y uno por carcasa. P y R definidos por la ecuación 8.

En la gráfica de este caso en particular los factores P y R se definen como:

$$P = \frac{(T_C)_e - (T_C)_s}{(T_C)_e - (T_F)_e} \quad R = \frac{(T_F)_s - (T_F)_e}{(T_C)_e - (T_C)_s} \quad (8)$$

En los casos en los que uno o dos fluidos cambian de fase en el proceso, como son los evaporadores y condensadores, el intercambiador se comporta como una a contracorriente.

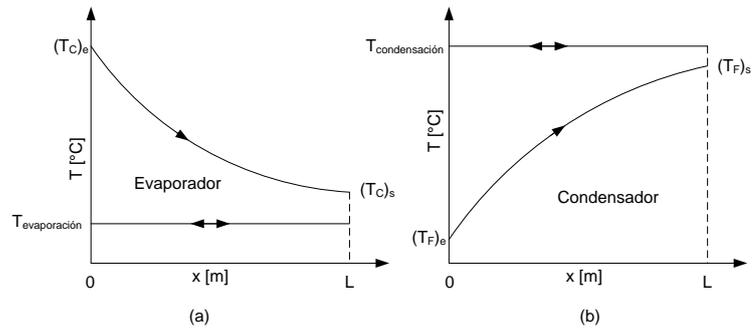


Figura 21: Variación de las temperaturas de los fluidos. (a) Evaporador; (b) Condensador.

4.2 Procedimiento

A continuación se explican los pasos realizados para el diseño térmico del condensador que cuenta con dos zonas distintas: una en la que se condensa el vapor de agua (Zona A) y otra donde este vapor de agua que se condensa en agua líquida se sigue enfriando consiguiendo agua líquida sub-enfriada (Zona B).

4.2.1 Procedimiento Zona A:

4.2.1.1 Caudal de agua fría necesario

En el condensador entran dos corrientes de agua, la fría y la caliente. El caudal de esta última es conocido ya que es un punto de partida, en cambio, el otro hay que calcularlo. La forma de hacerlo es la siguiente:

A partir del caudal de agua caliente y el calor de condensación o calor latente podemos hallar la potencia del condensador:

$$\dot{q} = \dot{m}_c \cdot h_{fg} \quad (9)$$

Esta potencia va a ser la misma tanto para el caudal de agua caliente que para el de agua fría, entonces:

$$\dot{q} = \dot{m}_f \cdot c_{pa} \cdot (T_{F,s} - T_{F,e}) \quad (10)$$

Igualando las ecuaciones (9) y (10) y despejando, se obtiene una expresión para el cálculo del caudal de agua fría necesario.

$$\dot{m}_f = \frac{c_{pa} \cdot (T_{F,s} - T_{F,e})}{\dot{q}} \quad (11)$$

4.2.1.2 Área de transferencia necesaria

El siguiente paso es calcular el área de transferencia necesaria en el condensador. Para ello, se determinan todos los parámetros que intervienen en la expresión del coeficiente global de transferencia de calor, que es la ecuación que utilizaremos para hallar el área.

4.2.1.3 Diámetro de los tubos

Los diámetros de tubo típicos y sus espesores están recogidos en la tabla 7. Es más recomendable usar tubos de poco diámetro y aumentar el número de tubos, ya que así se mejora la transferencia de calor.

4.2.1.4 Disposición de los tubos

El tipo de arreglo de los tubos y las distancias entre ellos son un parámetro importante a la hora de diseñar un intercambiador de calor.

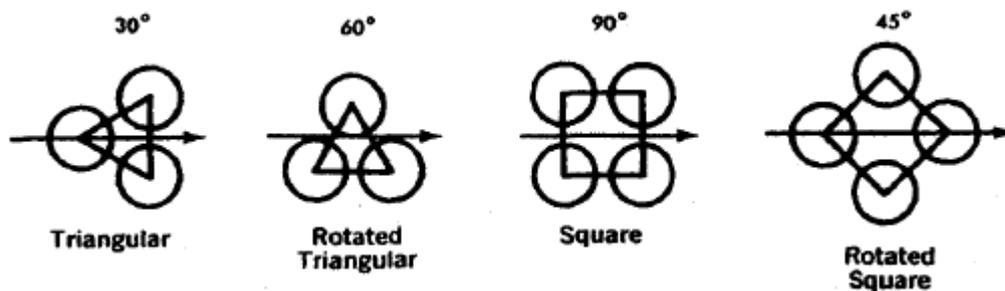


Figura 22: Tipos de arreglo de tubos

La disposición triangular a 30° es la que permite una mayor densidad de tubos. Cuando la caída de presión en la carcasa es grande o se prevé la necesidad de limpieza mecánica, se suelen usar arreglos de tipo cuadrado.

En la Tabla 10 se muestran los valores más comunes de espaciamiento entre tubos.

Las normas TEMA recomiendan una distancia mínima entre los centros de los tubos de 1,25 veces el diámetro externo de estos.

4.2.1.5 Número de tubos y diámetro de la carcasa

El número de tubos del intercambiador se halla en función del caudal agua fría total y del que pasa por cada tubo. Este último caudal se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{f1} = u_1 \cdot \rho \cdot S \quad (12)$$

Donde \dot{m}_{f1} es el caudal de agua fría que pasa por un tubo, u_1 es la velocidad del agua fría en un tubo, ρ es la densidad del agua y S es la sección útil del tubo.

Con la ec. (12) y el caudal de agua fría total, obtenemos la expresión para calcular el número de tubos necesarios (N):

$$N = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f1}} = \frac{\dot{m}_f}{u_1 \cdot \rho \cdot S} \quad (13)$$

En las Tablas desde la 2 a la 9 se encuentran tabulados valores del número de tubos (número de orificios para un tubo en el espejo) para distintos diámetros de carcasa, diámetros externos de tubo, arreglos de tubos, número de pasos por tubo y tipo de intercambiador.

Tabla 1: Diámetro de tubos

Diámetro exterior del tubo, en in	Cálculo BWG	Espesor de la pared, en in	Área, int. de corte transvers., en in ²	ft ² de superficie externa por ft de longitud	ft ² de superficie interna por ft de longitud	Peso por ft de longitud, de acero, en lb ⁺	Diámetro interno del tubo, en in	Momento de inercia, en in ⁴	Módulo de sección en in ³	Radio de giro, en in	Constantes **	Diámetro exterior/diámetro interior	Área metálica tras, en in ²
N	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	0.00012	0.00095	0.0792	46	1.285	0.0195
N	24	0.022	0.0333	0.0535	0.0539	0.054	0.206	0.0011	0.00093	0.0810	52	1.214	0.0159
N	26	0.018	0.0400	0.0455	0.0560	0.045	0.214	0.00099	0.00071	0.0824	56	1.168	0.0131
N	27	0.016	0.0370	0.0435	0.0570	0.040	0.218	0.00098	0.00064	0.0829	58	1.146	0.0117
N	16	0.040	0.0600	0.0882	0.0725	0.171	0.277	0.00068	0.0036	0.1164	94	1.354	0.0502
N	20	0.035	0.0731	0.0882	0.0798	0.127	0.305	0.00055	0.0029	0.1213	114	1.233	0.0374
N	22	0.028	0.0799	0.0882	0.0835	0.104	0.319	0.00046	0.0025	0.1227	125	1.176	0.0305
N	24	0.022	0.0860	0.0882	0.0867	0.083	0.331	0.00038	0.0020	0.1245	134	1.133	0.0244
N	16	0.065	0.1075	0.1909	0.0969	0.302	0.370	0.0022	0.0086	0.1556	168	1.351	0.0688
N	18	0.040	0.1269	0.1909	0.1032	0.236	0.402	0.0018	0.0072	0.1606	198	1.244	0.0694
N	20	0.035	0.1452	0.1909	0.1126	0.174	0.430	0.0014	0.0056	0.1649	227	1.163	0.0511
N	22	0.028	0.1548	0.1909	0.1162	0.141	0.444	0.0012	0.0046	0.1671	241	1.126	0.0415
N	12	0.09	0.1901	0.1636	0.066	0.602	0.407	0.0061	0.0197	0.1864	203	1.596	0.177
N	15	0.065	0.1496	0.1636	0.1139	0.537	0.435	0.0057	0.0183	0.1903	232	1.437	0.158
N	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.470	0.459	0.0053	0.0170	0.1958	258	1.362	0.141
N	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	0.0049	0.0156	0.1971	283	1.299	0.125
N	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.485	0.0045	0.0145	0.1983	300	1.263	0.114
N	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.500	0.0042	0.0134	0.2016	317	1.238	0.103
N	18	0.049	0.2151	0.1636	0.1370	0.303	0.527	0.0037	0.0118	0.2043	340	1.186	0.089
N	19	0.042	0.2258	0.1636	0.1416	0.262	0.541	0.0033	0.0105	0.2068	358	1.155	0.077
N	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	0.0028	0.0091	0.2089	377	1.126	0.065
N	10	0.134	0.1820	0.1963	0.082	0.884	0.482	0.0129	0.0344	0.2229	285	1.596	0.260
N	11	0.120	0.2040	0.1963	0.1335	0.809	0.510	0.0122	0.0326	0.2267	319	1.471	0.238
N	12	0.109	0.2220	0.1963	0.1393	0.748	0.532	0.0116	0.0309	0.2299	347	1.410	0.220
N	13	0.095	0.2460	0.1963	0.1466	0.666	0.560	0.0107	0.0285	0.2340	384	1.339	0.196
N	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	0.0098	0.0262	0.2376	418	1.284	0.174
N	15	0.072	0.2854	0.1963	0.1587	0.520	0.606	0.0089	0.0238	0.2410	450	1.238	0.153
N	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	0.0083	0.0221	0.2453	471	1.210	0.140
N	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	0.0076	0.0205	0.2455	492	1.183	0.126
N	18	0.049	0.3330	0.1963	0.1707	0.367	0.652	0.0067	0.0178	0.2484	521	1.150	0.108
N	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.289	0.680	0.0050	0.0134	0.2532	567	1.103	0.079
N	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	0.0221	0.0505	0.2662	451	1.441	0.312
N	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	0.0196	0.0449	0.2736	520	1.332	0.262
N	13	0.095	0.3680	0.2291	0.1793	0.792	0.685	0.0180	0.0411	0.2778	575	1.277	0.233
N	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	0.0164	0.0374	0.2815	616	1.234	0.207
N	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	0.0137	0.0312	0.2873	680	1.174	0.165
N	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	0.0109	0.0249	0.2925	740	1.126	0.127
N	20	0.035	0.5080	0.2291	0.2107	0.313	0.805	0.0082	0.0187	0.2972	794	1.087	0.092
I	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.462	0.670	0.0392	0.0784	0.3009	550	1.483	0.430
I	10	0.134	0.4206	0.2618	0.1916	1.217	0.732	0.0350	0.0700	0.3068	656	1.366	0.364
I	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	0.0327	0.0654	0.3140	708	1.316	0.332
I	12	0.109	0.4900	0.2618	0.2047	1.037	0.782	0.0307	0.0615	0.3174	749	1.279	0.306
I	13	0.095	0.5133	0.2618	0.2121	0.918	0.810	0.0290	0.0559	0.3217	804	1.235	0.270
I	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	0.0253	0.0507	0.3255	852	1.190	0.239
I	15	0.072	0.5735	0.2618	0.2241	0.714	0.856	0.0227	0.0455	0.3291	898	1.167	0.210
I	16	0.065	0.6045	0.2618	0.2278	0.649	0.870	0.0210	0.0419	0.3314	927	1.148	0.191
I	18	0.049	0.6390	0.2618	0.2361	0.496	0.902	0.0165	0.0332	0.3366	997	1.109	0.146
I	20	0.035	0.6795	0.2618	0.2435	0.360	0.930	0.0124	0.0247	0.3414	1060	1.075	0.106
1x	7	0.180	0.2211	0.2772	0.2330	2.057	0.890	0.0590	0.1425	0.3836	970	1.404	0.605
1x	8	0.165	0.0646	0.2772	0.2409	1.921	0.920	0.0547	0.1358	0.3880	1037	1.350	0.568
1x	10	0.134	0.7574	0.2772	0.2571	1.598	0.982	0.0411	0.1186	0.3974	1182	1.273	0.470
1x	11	0.120	0.8012	0.2772	0.2644	1.448	1.010	0.0388	0.1100	0.4018	1250	1.238	0.426
1x	12	0.109	0.8365	0.2772	0.2702	1.320	1.032	0.0362	0.1027	0.4052	1305	1.211	0.391
1x	13	0.095	0.8825	0.2772	0.2775	1.173	1.060	0.0359	0.0926	0.4097	1377	1.179	0.345
1x	14	0.083	0.9229	0.2772	0.2838	1.033	1.084	0.0321	0.0833	0.4136	1440	1.153	0.304
1x	16	0.065	0.9832	0.2772	0.2932	0.825	1.120	0.0266	0.0682	0.4156	1537	1.116	0.242
1x	18	0.049	1.042	0.2772	0.3016	0.629	1.152	0.0234	0.0534	0.4250	1626	1.083	0.185
1x	20	0.035	1.094	0.2772	0.3089	0.456	1.180	0.0247	0.0385	0.4297	1707	1.059	0.134
1x	10	0.134	1.192	0.3027	0.3235	1.955	1.232	0.0354	0.1806	0.4850	1860	1.218	0.575
1x	12	0.109	1.291	0.3027	0.3356	1.618	1.282	0.0319	0.1546	0.4933	2014	1.170	0.476
1x	14	0.083	1.396	0.3027	0.3492	1.258	1.334	0.0281	0.1241	0.5018	2181	1.124	0.370
1x	16	0.065	1.474	0.3027	0.3587	0.966	1.370	0.0256	0.1008	0.5079	2399	1.065	0.293
2	11	0.120	2.433	0.5236	0.4608	2.410	1.760	0.0444	0.1144	0.6660	3795	1.136	0.709
2	14	0.083	2.642	0.5236	0.4801	1.699	1.834	0.0300	0.0834	0.6754	4121	1.090	0.500
2x	9	0.148	3.815	0.6540	0.5770	3.719	2.204	0.0562	0.074	0.8332	5051	1.134	1.094

Tabla 3: Tubos de 5/8 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 13/16 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	55	48	34	24	52	40	32
254	10	88	75	62	56	90	80	74
305	12	140	138	112	100	140	128	108
337	13 1/4	178	172	146	136	180	164	148
387	15 1/4	245	232	208	192	246	232	216
438	17 1/4	320	308	274	260	330	312	292
489	19 1/4	405	392	352	336	420	388	368
540	21 1/4	502	484	442	424	510	488	460
591	23 1/4	610	584	536	508	626	596	562
635	25	700	676	618	600	728	692	644
686	27	843	812	742	716	856	816	780
737	29	970	942	868	840	998	956	920
787	31	1127	1096	1014	984	1148	1108	1060
838	33	1288	1250	1172	1148	1318	1268	1222
889	35	1479	1438	1330	1308	1492	1436	1388
940	37	1647	1604	1520	1480	1684	1620	1568
991	39	1840	1794	1700	1664	1882	1816	1754
1067	42	2157	2112	2004	1968	2196	2136	2068
1143	45	2511	2458	2326	2288	2530	2464	2402
1219	48	2865	2808	2686	2656	2908	2832	2764
1372	54	3656	3600	3462	3404	3712	3624	3556
1524	60	4538	4472	4310	4256	4608	4508	4426

Tabla 2: Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso triangular de 15/16 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
254	10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
305	12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
337	13 1/4	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
387	15 1/4	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
438	17 1/4	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
489	19 1/4	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
540	21 1/4	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
591	23 1/4	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
635	25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
686	27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
737	29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
787	31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
838	33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
889	35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
940	37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
991	39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
1067	42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
1143	45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
1219	48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
1372	54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
1524	60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
1676	66	4292	4228	4088	4044							
1829	72	5116	5044	4902	4868							
1981	78	6034	5964	5786	5740							
2134	84	7005	6934	6766	6680							
2286	90	8093	7998	7832	7708							
2438	96	9203	9114	8896	8844							
2743	108	11696	11618	11336	11268							
3048	120	14459	14378	14080	13984							

Tabla 4: Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA Po S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	28	26	16	12	28	24	12
254	10	52	48	44	24	52	44	32
305	12	80	76	66	56	78	72	70
337	13½	104	90	70	80	96	92	90
387	15½	136	128	128	114	136	132	120
438	17½	181	174	154	160	176	176	160
489	19½	222	220	204	198	224	224	224
540	21½	289	272	262	260	284	280	274
591	23½	345	332	310	308	348	336	328
635	25	398	386	366	344	408	392	378
686	27	477	456	432	424	480	468	460
737	29	554	532	510	496	562	548	530
787	31	637	624	588	576	648	636	620
838	33	730	712	682	668	748	728	718
889	35	828	812	780	760	848	820	816
940	37	937	918	882	872	952	932	918
991	39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
1067	42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
1143	45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
1219	48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
1372	54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
1524	60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

Tabla 5: Tubos de 3/4 in de diámetro exterior con paso triangular de 1 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA Lo M				TEMA Po S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
254	10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
305	12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
337	13½	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
387	15½	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
438	17½	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
489	19½	295	282	258	248	258	250	228	220	226	248	234
540	21½	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
591	23½	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
635	25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
686	27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
737	29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
787	31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
838	33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
889	35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
940	37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008
991	39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
1067	42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350
1143	45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560
1219	48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794
1372	54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
1524	60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2932	2800	3006	2944	2884
1676	66	3769	3722	3618	3576							
1829	72	4502	4448	4324	4280							
1981	78	5309	5252	5126	5068							
2134	84	6162	6108	5964	5900							
2286	90	7103	7040	6898	6800							
2438	96	8093	8026	7848	7796							
2743	108	10260	10206	9992	9940							
3048	120	12731	12648	12450	12336							

Tabla 6: Tubos de 1 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1 ¼ in

Diámetro interno de la coraza		TEMA PoS				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos 6		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	17	12	8	12	14	8	6
254	10	30	30	16	18	30	24	12
305	12	52	48	42	24	44	40	32
337	13¼	61	56	52	50	60	48	44
387	15¼	85	78	62	64	80	72	74
438	17¼	108	108	104	96	104	100	100
489	19¼	144	136	130	114	132	132	120
540	21¼	173	166	154	156	172	168	148
591	23¼	217	208	194	192	212	204	198
635	25	252	240	230	212	244	240	230
686	27	296	280	270	260	290	284	274
737	29	345	336	310	314	340	336	328
787	31	402	390	366	368	400	384	372
838	33	461	452	432	420	456	444	440
889	35	520	514	494	484	518	504	502
940	37	588	572	562	548	584	576	566
991	39	661	640	624	620	664	644	640
1067	42	776	756	738	724	764	748	750
1143	45	900	882	862	844	902	880	862
1219	48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
1372	54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
1524	60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

Tabla 7: Tubos de 1 in de diámetro exterior con paso

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA PoS				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
254	10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
305	12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
337	13¼	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
387	15¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
438	17¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
489	19¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
540	21¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
591	23¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
635	25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
686	27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
737	29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
787	31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
838	33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
889	35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
940	37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
991	39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
1067	42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
1143	45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
1219	48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
1372	54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
1524	60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
1676	66	2390	2362	2282	2260							
1829	72	2861	2828	2746	2708							
1981	78	3368	3324	3236	3216							
2134	84	3920	3882	3784	3736							
2286	90	4499	4456	4370	4328							
2438	96	5144	5104	4986	4936							
2743	108	6546	6494	6360	6300							
3048	120	8117	8038	7870	7812							

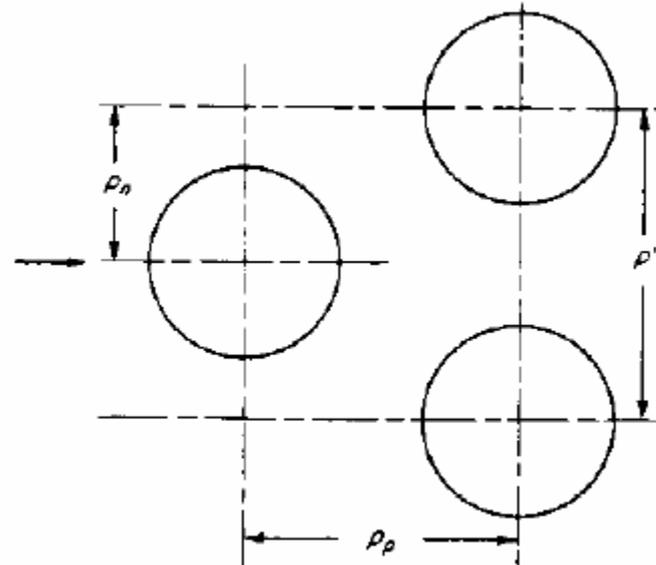
Tabla 8: Tubos de 1/4 in de diámetro exterior con paso cuadrado de 1/16 in

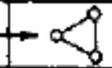
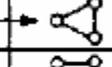
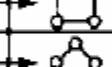
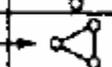
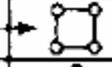
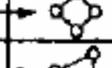
Diámetro interno de la coraza		TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	2	4	6
203	8	12	12	4	0	4	4	6
254	10	21	12	8	12	12	8	12
305	12	29	28	16	18	26	20	12
337	13 1/4	38	34	34	24	36	28	15
387	15 1/4	52	48	44	48	44	44	32
438	17 1/4	70	66	56	50	60	60	56
489	19 1/4	85	84	70	80	82	76	79
540	21 1/4	108	108	100	96	100	100	100
591	23 1/4	136	128	128	114	128	120	120
635	25	154	154	142	136	154	148	130
686	27	184	180	158	172	176	172	160
737	29	217	212	204	198	212	204	198
787	31	252	248	234	236	242	240	234
838	33	289	276	270	264	280	280	274
889	35	329	316	310	304	324	312	308
940	37	372	368	354	340	358	352	350
991	39	420	402	402	392	408	400	392
1067	42	485	476	468	464	480	476	464
1143	45	565	554	546	544	558	548	550
1219	48	653	636	628	620	644	628	632
1372	54	837	820	812	804	824	808	808
1524	60	1036	1028	1012	1008	1028	1016	1008

Tabla 9: Tubos de 1/4 in de diámetro exterior con paso triangular de 1/16 in

Diámetro interno de la coraza		TEMA L o M				TEMA P o S				TEMA U		
mm	in	Número de pasos				Número de pasos				Número de pasos		
		1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
203	8	15	10	8	12	13	10	4	0	6	4	6
254	10	27	22	16	12	18	20	8	12	14	12	12
305	12	38	36	26	24	33	26	26	18	28	20	18
337	13 1/4	55	44	42	40	38	44	34	24	34	28	30
387	15 1/4	66	64	52	50	57	58	48	44	52	48	40
438	17 1/4	88	82	78	68	81	72	62	68	72	68	64
489	19 1/4	117	106	98	96	100	94	86	80	90	84	78
540	21 1/4	136	134	124	108	126	120	116	102	118	112	102
591	23 1/4	170	164	146	148	159	146	132	132	148	132	120
635	25	198	188	166	168	183	172	150	148	172	160	152
686	27	237	228	208	192	208	206	190	180	200	188	180
737	29	268	266	242	236	249	238	224	220	242	228	216
787	31	312	304	284	276	291	282	262	256	282	264	250
838	33	357	346	322	324	333	326	298	296	326	308	292
889	35	417	396	372	364	372	368	344	336	362	344	336
940	37	446	446	422	408	425	412	394	384	416	396	384
991	39	506	490	472	464	478	468	442	432	472	444	428
1067	42	592	584	552	544	558	546	520	512	554	524	510
1143	45	680	676	646	632	646	634	606	596	636	624	592
1219	48	788	774	736	732	748	732	704	696	736	708	692
1372	54	1003	980	952	928	962	952	912	892	946	916	890
1524	60	1237	1228	1188	1152	1194	1182	1144	1116	1176	1148	1116
1676	66	1520	1496	1448	1424							
1829	72	1814	1786	1736	1724							
1981	78	2141	2116	2068	2044							
2134	84	2507	2470	2392	2372							
2286	90	2861	2840	2764	2744							
2438	96	3275	3246	3158	3156							
2743	108	4172	4136	4046	4020							
3048	120	5164	5128	5038	5000							

Tabla 10: Valores comunes de espaciamento entre tubos



Diám. ext. de tubo, D_o in.	Espaciamento p' in.	Config.	p_p in.	p_n in.
0.625	0.812		0.704	0.406
0.750	0.938		0.814	0.469
0.750	1		1.000	1.000
0.750	1		0.707	0.707
0.750	1		0.866	0.500
1.000	1.250		1.250	1.250
1.000	1.250		0.884	0.884
1.000	1.250		1.082	0.625

4.2.1.6 Coeficiente de transferencia de calor por convección interno

El coeficiente de transferencia de calor por convección interno está relacionado con el número de Nusselt de la siguiente forma:

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{k} \quad (14)$$

Donde h_i es el coeficiente de transferencia de calor por convección interno, d_i el diámetro interno de los tubos y k la conductividad del fluido que circula por los tubos.

Por lo tanto, despejando h_i :

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad (15)$$

El número de Nusselt se calcula en función de otros dos números adimensionales, que son el número de Reynolds y el número de Prandlt. Las expresiones para obtener estos números adimensionales son las siguientes:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_1 \cdot d_i}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{f1}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu} \quad (16)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (17)$$

Siendo μ la viscosidad del fluido que fluye por los tubos.

El producto del número de Reynolds y el Prandlt es otro número adimensional llamado número de Peclet.

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (18)$$

Las expresiones para calcular el número de Nusselt en distintas condiciones aparecen en la Tabla 11 y 12, donde C_f es el coeficiente de fricción.

Tabla 11: Expresiones para el número de Nusselt para flujo turbulento desarrollado en conductos de sección circular

Expresión	Condiciones
$Nu = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (19)$ <p>n=0,4 si el fluido se calienta n=0,3 si el fluido se enfría (Dittus-Boelter)</p>	$Pr > 0,6$ $Re_D > 10^4$
$Nu_D = 0,022 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,5} \quad (20)$ <p>(Kays-Crawford)</p>	Gases $0,5 < Pr < 1,0$
$Nu_D = 0,027 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (21)$ <p>(Sieder-Tate)</p>	$0,7 < Pr < 16700$ $Re_D > 10^4$
$Nu_D = \frac{(C_f/2) \cdot Re_D \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (C_f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$ <p>(Petukhov-Krilov)</p>	$0,5 < Pr < 2000$ $10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^6$

$Nu_D = \frac{(C_f/2) \cdot (Re_D - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (C_f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$ <p>(Gnielinski)</p>	(23)	$0,5 < Pr < 2000$ $2300 < Re_D < 5 \cdot 10^6$
$Nu_D = 4,82 + 0,0185 \cdot Pr^{0,827}$	(24)	<p>Flujo de calor constante en la pared</p> $10^2 < Pe_D < 10^4$ $3,6 \cdot 10^3 < Re_D < 9,05 \cdot 10^5$
$Nu_D = 5,0 + 0,025 \cdot Pe_D^{0,8}$	(25)	<p>Temperatura de la pared constante</p> $Pe_D > 100$

Tabla 12: Expresiones para coeficiente de fricción para flujo turbulento desarrollado

Expresiones	Condiciones
$C_f = 0,079 \cdot Re_D^{-1/4}$ <p>(Blasius)</p>	<p>Tubos lisos</p> $1000 < Re_D < 5 \cdot 10^4$
$C_f = 0,046 \cdot Re_D^{-1/5}$	<p>Tubos lisos</p> $3 \cdot 10^4 < Re_D < 1 \cdot 10^6$
$\frac{1}{C_f^{1/2}} = 1,739 \cdot \ln(C_f^{1/2} \cdot Re_D) - 0,319$ <p>(Karman-Nikuradse)</p>	<p>Tubos lisos</p> $2000 < Re_D < 1 \cdot 10^6$
$\frac{1}{(4 \cdot C_f)^{1/2}} = -1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re_D} + \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right)^{1,1} \right]$ <p>(Haaland)</p>	
$C_f = [3,64 \cdot \log(Re_D) - 3,28]^{-2}$ <p>(Petukhov-Popov)</p>	$1 \cdot 10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^5$

4.2.1.7 Coeficiente de transferencia de calor por convección externo

El análisis de Nusselt, necesario para calcular el coeficiente de convección exterior, se puede extender a la condensación de película laminar sobre la superficie externa de una esfera y un tubo horizontal (figura 23), y el coeficiente promedio se puede expresar como:

$$\bar{h}_D = C \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot d_{ext}} \right]^{1/4} \quad (19)$$

Donde $C=0,826$ para la esfera y $0,729$ para el tubo, ρ_l es la densidad del agua líquida, ρ_v es la densidad del vapor de agua, T_s es la temperatura de la pared, T_{sat} es la temperatura de saturación del vapor de agua, k_l es el coeficiente de conducción térmica del agua líquida y μ_l es la viscosidad del agua líquida.

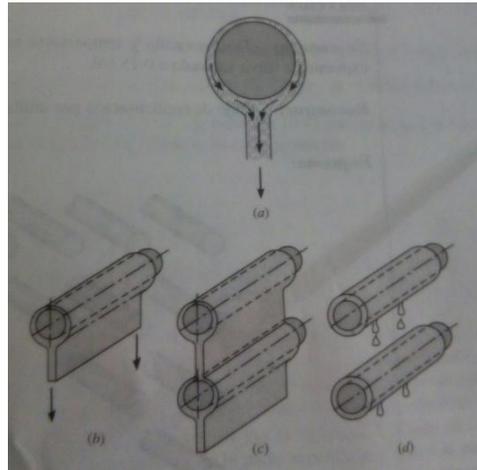


Figura 23: Condensación de película en (a) una esfera, (b) un solo tubo horizontal, (c) una hilera vertical de tubos horizontales con una lámina continua de condensado, y (d) con condensado que gotea.

Para una hilera vertical de tubos horizontales, el coeficiente promedio (sobre los N tubos) se puede expresar como:

$$\bar{h}_{D,N} = 0,729 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{\bar{N}_{Filas} \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot d_{ext}} \right]^{1/4} \quad (20)$$

$$\bar{N}_{Filas} = \frac{N}{N_{columnas}} \quad (21)$$

Es decir, $h_e = \bar{h}_{D,N} / \bar{N}_{Filas}^{-1/4}$, donde \bar{N}_{Filas} es el número de filas de tubo promedio que hay en el condensador y \bar{h}_D es el coeficiente de transferencia de calor para el primer tubo (superior). Tal arreglo se usa muy a menudo en el diseño de condensadores. La reducción de \bar{h} al aumentar N se puede atribuir a un aumento en el espesor promedio de la película para cada tubo consecutivo. La ecs. 19 y 20 por lo general están de acuerdo con los resultados experimentales, o ligeramente más abajo para vapores puros. Las desviaciones se pueden atribuir a fluctuaciones en la superficie del líquido para un solo tubo horizontal. Para el banco de tubos, se supone que el condensado cae en una lámina continua y se ignoran dos efectos:

transferencia de calor a la lámina de condensado entre los tubos y la ganancia de momento a medida que la lámina cae libremente bajo la gravedad. Estos efectos aumentan la transferencia de calor, y Chen explica su influencia en términos del número de Jakob y el número de tubos. Para $Ja < 0,1$, la ec. 20 proporciona una estimación confiable del coeficiente de transferencia de calor promedio.

A pesar de esta corrección, los resultados experimentales tienden a ser más altos que las predicciones. Una explicación plausible para la discrepancia es que, en lugar de fluir como una lámina continua, el condensado gotea de tubo a tubo (figura 23). El goteo reduce el espesor de la lámina y provoca turbulencia, lo que aumenta la transferencia de calor.

El flujo de la condensación promedio para un solo tubo por unidad de longitud es

$$\dot{m}'_c = \frac{q'_1}{h'_{fg}} = \frac{\bar{h}_{D,N} \cdot (\pi \cdot d_{ext}) \cdot (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}} \quad (22)$$

Para que el arreglo sea completo, este caudal de vapor (condensado) para un solo tubo que saquemos a partir del coeficiente de convección exterior promediado, tiene que cumplir que al multiplicarlo por el número y la longitud de los tubos, resulte el caudal de vapor total que tenemos de partida.

$$\dot{m}_c = N \cdot \dot{m}'_c \cdot L \approx \dot{m}_v \quad (23)$$

4.2.1.8 Resistencia de ensuciamiento

Con el paso del tiempo, se va depositando suciedad en las superficies del intercambiador, lo que provoca una disminución en el coeficiente global de transferencia de calor. A la hora de diseñar un intercambiador de calor hay que tener en cuenta una resistencia térmica extra debida a este ensuciamiento, para que el intercambiador pueda seguir operando de manera adecuada.

4.2.1.9 Longitud de los tubos y área de transferencia de calor necesaria

La longitud de los tubos y el área de transferencia necesaria, se determina partiendo de la expresión de la resistencia total térmica equivalente (R_{total}) en un condensador:

$$R_{total} = \frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{A_i \cdot h_i} + \frac{1}{A_e \cdot h_e} + \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (24)$$

En este caso el área de transferencia de calor necesaria depende de la superficie que se considere, si la interior o la exterior. La relación entre las dos viene dada por la siguiente expresión:

$$U_i \cdot A_i = U_e \cdot A_e \quad (25)$$

A partir de la ec. (24), refiriéndose al área interior, por ejemplo, se procede a hallar el valor de U_i :

$$\frac{1}{U_i} = \frac{A_i}{A_i \cdot h_i} + \frac{A_i}{A_e \cdot h_e} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} = \frac{N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}{N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \cdot h_i} + \frac{N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L}{N \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \cdot h_e} + \frac{N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot N \cdot L}$$

Al final queda:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{d_e \cdot h_e} + \frac{d_i \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k} \quad (26)$$

De aquí sacamos U_i . Entonces se despeja el valor del área de transferencia de calor referida a la superficie interna (A_i) a partir de la ec. (28), referida a la superficie interior de los tubos, ya que se conocen todos los parámetros menos A_i .

$$\dot{q} = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_m \quad (27)$$

Una vez obtenida A_i , calculamos la longitud de los tubos debido a que

$$A_i = N \cdot \pi \cdot d_i \cdot L \quad (28)$$

Y una vez que ya se sabe la longitud, se calcula A_e aplicando la misma ec. (28) pero referida a la superficie exterior:

$$A_e = N \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \quad (29)$$

Con esto ya tenemos todos los parámetros necesario para el diseño térmico.

4.2.2 Procedimiento Zona B (Sub-enfriamiento):

Para la segunda zona, Zona B, se va a seguir un procedimiento un poco distinto. En este caso, se tiene en la parte baja del condensador:

- Agua líquida fuera de los tubos debido a la condensación del vapor de agua que había en la primera zona.
- Agua líquida dentro de los tubos, que ya se tenía desde un principio.

Es decir, hay un intercambiador de calor, en esta zona, agua-agua.

En esta zona lo que se va a hacer es un sub-enfriamiento de esa agua líquida fuera de los tubos, haciendo que la temperatura baje de los 46 °C a los 36 °C.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

4.2.2.1 Cálculo de la potencia del vapor

Se calcula, a partir de la ecuación 10 referida al vapor, la potencia generada por este en esa zona, cambiando solo el c_p del agua líquida por el c_p del vapor de este caso.

4.2.2.2 Cálculo del número de tubos y caudal de agua por un tubo

Se supone un coeficiente global de transferencia de calor medio entre el área interna y externa (\bar{U}).

Entonces, a partir de la ecuación 1, se despeja el área de transferencia media necesaria (\bar{A}) para ese \bar{U} , debido a que los demás términos ya se conocen.

Con ese \bar{A} y la ecuación 28 referida a este término, se saca el número de tubos necesarios en la zona de sub-enfriamiento.

Con la potencia generada de vapor (que es la misma que el líquido que se condensa), se vuelve a recurrir a la ecuación 10, pero esta vez referida al agua líquida que queda fuera de los tubos en esta zona, consiguiendo el caudal de agua líquida sub-enfriada.

Y al final, con ese N_{sub} y el $\dot{m}_{c_{sub}}$ en la ecuación 13, se consigue obtener el caudal de agua sub-enfriada que pasa por un solo tubo.

Estos resultados van a suponer, aumentar tanto el número de tubos totales como el caudal total de agua líquida dentro de los tubos, haciendo que tenga que aumentar el diámetro de la carcasa del condensador y el diámetro de la boquilla de entrada y salida del agua líquida de enfriamiento.

4.2.2.3 Comprobación del procedimiento seguido

Para ver si el \bar{U} es el correcto, se recalcula a partir de la ecuación 24 introduciendo el número de tubos obtenido en el apartado anterior. Si ambos valores de \bar{U} coinciden, es que método elegido está bien.

Para aplicar la ecuación 24, sólo es necesario calcular dos términos:

- h_e
- h_i

Debido a que las áreas exterior e interior se pueden hallar a partir de ese número de tubos obtenido y las ecuaciones 28 y 29.

4.2.2.3.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección externo

Es el caso de convección exterior a una bancada de tubos “en triángulo”, por tanto, se tiene estos casos en función del Reynolds que se obtenga:

$$Re_D = \frac{u_s \cdot d_e}{\nu_s} \quad (30)$$

Expresión	Condiciones
$\overline{Nu}_D = 0,9 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,4} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4}$ (31)	$1 \leq Re_D \leq 5 \times 10^2$
$\overline{Nu}_D = 0,71 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,5} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4}$ (32)	$5 \times 10^2 \leq Re_D \leq 10^3$
$\overline{Nu}_D = 0,35 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0,2}$ (33)	$10^3 \leq Re_D \leq 2 \times 10^5$
$\overline{Nu}_D = 0,031 \cdot C_n \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{0,2}$ (34)	$2 \times 10^5 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$

Tabla 13: Expresiones para transferencia de calor por convección externa en bancos de tubos “en triángulo”.

Dónde:

X_t : es la distancia entra filas.

X_l : es la distancia entra columnas.

C_n : es un término que depende del número de filas que haya, siendo igual a 1 cuando el número de filas es ≥ 14 .

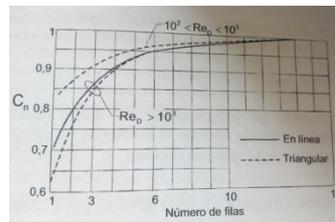


Figura 24: Variación del coeficiente C_n con el número de filas

4.2.2.3.2 Coeficiente de transferencia de calor por convección interno

Se tienen las mismas expresiones con las mismas condiciones que en el caso A. Pero, al cambiar el caudal másico de agua líquida fría por un tubo, hay que volver a calcular los diferentes términos necesarios para hallar h_i .

4.3 Parámetros geométricos de la carcasa y el haz de tubos

Antes de proceder al cálculo de las pérdidas de carga, es necesario definir y calcular una serie de parámetros geométricos y áreas referentes a la carcasa y al haz de tubos. Para ello es necesario tener definidas las geometrías de los baffles y el haz de tubos.

En la figura 25 aparecen algunos de estos parámetros. D_{otl} es el diámetro externo del haz de tubos, D_{ctl} es el diámetro que forman los centros de los tubos exteriores, θ_{ds} es el ángulo de corte de un baffle.

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \quad (35)$$

B_c es el porcentaje de corte de un baffle. Habitualmente oscila entre el 20% y el 40%.

D_{otl} se obtiene de restar al diámetro interno de la carcasa la holgura entre la carcasa y el haz de tubos (L_{bb}).

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (36)$$

El diámetro externo del haz de tubos puede obtenerse con la siguiente ecuación:

$$D_{otl} = d_e \cdot \left(\frac{N}{K_1} \right)^{1/n_1} \quad (37)$$

Los valores de las constantes n_1 y K_1 se obtienen de la Tabla 14.

El número de tubos presente en la fila central del intercambiador puede calcularse dividiendo el diámetro del haz de tubos entre la distancia entre los centros de los tubos.

Tabla 14: Constantes para la ecuación (37)

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

El valor de L_{bb} depende del tamaño de la carcasa y del tipo de cabezal utilizado, siendo mayor en cabezales con espejos flotantes. En la Figura 36 se puede ver una representación gráfica de valores típicos de este parámetro.

El ángulo formado por la intersección del corte del baffle y el diámetro del haz de tubos (θ_{ctl}), se calcula con la siguiente expresión:

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{otl}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \right] \quad (38)$$

Figura 25: Parámetros geométricos del haz de tubos y la carcasa

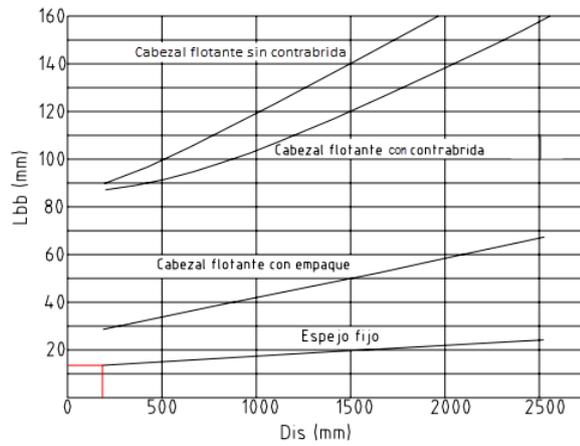
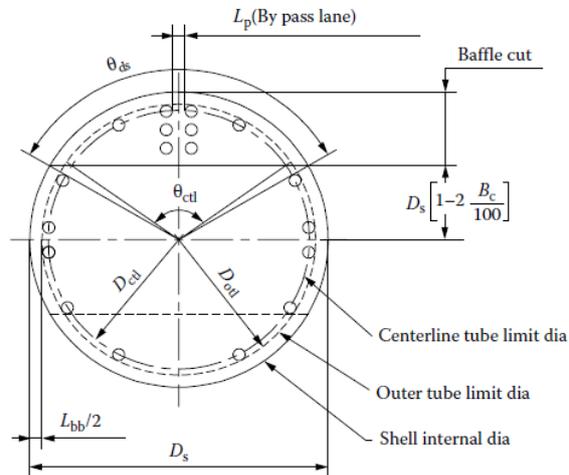


Figura 26: Espacio entre la carcasa y el haz de tubos
[\[http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2253/1716_2007_ESIMEZAC_MAESTRIA_flores_gonzalez_rafael.pdf?sequence=1\]](http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2253/1716_2007_ESIMEZAC_MAESTRIA_flores_gonzalez_rafael.pdf?sequence=1)

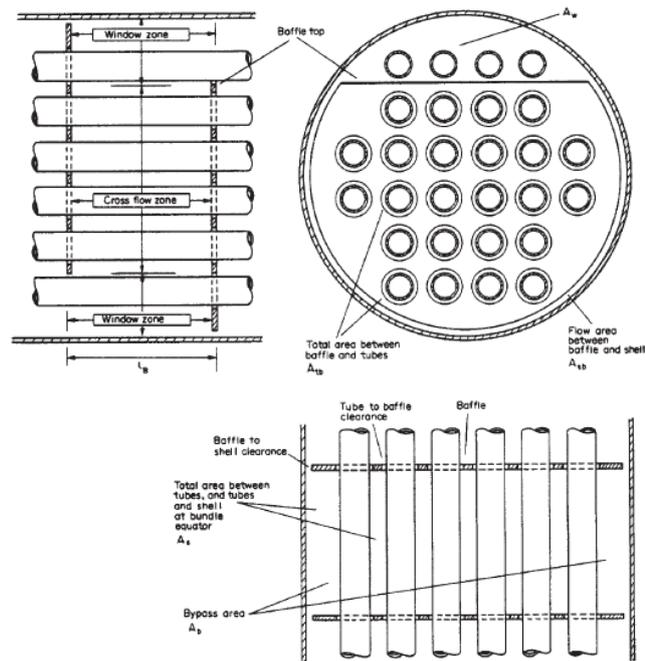


Figura 27: Holguras y zonas de flujo en la carcasa

El área de flujo cruzado en la carcasa es:

$$S_m = L_{bc} \cdot \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_e) \right] \quad (39)$$

Donde L_{bc} es la distancia entre baffles y D_{ctl} es el diámetro externo del haz de tubos menos el diámetro externo de un tubo.

En caso de superar D_s , este será el valor límite máximo para la separación.

El parámetro L_{tp} puede verse en la Figura 28. Para arreglos de tubos de 30° y 90° $L_{tp,eff}$ es igual a L_{tp} . Para arreglos de 45° , $L_{tp,eff}$ es igual a $0,707 \cdot L_{tp}$.

Tube Layout Basic Parameters

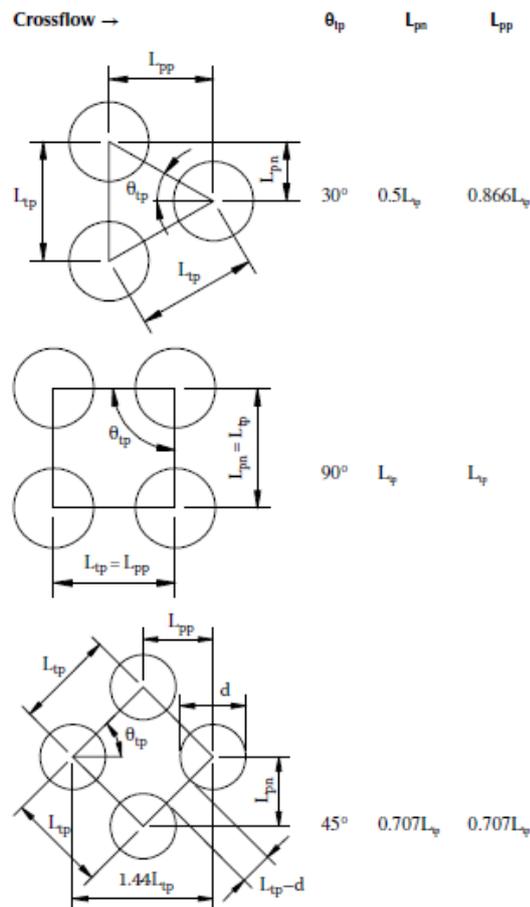


Figura 28: Parámetros del arreglo de tubos

El siguiente paso es obtener las áreas de flujo en la zona de la ventana de los bafles.

El área bruta en la ventana es:

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left(\frac{\theta_{ds}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (40)$$

Siendo D_s el diámetro interno de la carcasa.

La fracción del número de tubos en la zona de la ventana viene dada por:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} \quad (41)$$

La fracción de tubos en flujo cruzado puro es:

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (42)$$

El área ocupada por los tubos en la zona de la ventana es:

$$S_{wt} = N_{tw} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2 \quad (43)$$

Donde N_{tw} es el número de tubos en la ventana, calculado como:

$$N_{tw} = N \cdot F_w \quad (44)$$

El área neta de flujo cruzado a través de la ventana de un bafle será la diferencia entre el área bruta y el área ocupada por los tubos.

$$S_w = S_{wg} + S_{wt} \quad (45)$$

Lo siguiente es calcular el número de filas de tubos en flujo cruzado (N_{tcc}) y en la ventana de un bafle (N_{tcw}).

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (46)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left(\frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2}\right) \quad (47)$$

L_{pp} es la distancia efectiva entre filas de tubos en la dirección del flujo (figura 28).

Es necesario también calcular el área de bypass entre la carcasa y el haz de tubos:

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl}) \quad (48)$$

La relación entre el área de bypass y el área total en flujo cruzado es:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (49)$$

Por último se necesitan calcular las áreas de fugas entre bafle-carcasa y entre tubos-bafle.

El área de fugas entre la carcasa y el bafle es:

$$S_{sb} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{sb}}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi}\right) \quad (50)$$

L_{sb} es la holgura entre la carcasa y el diámetro del bafle.

El área de fugas entre los tubos y los agujeros para los tubos en un bafle se calcula del siguiente modo:

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \cdot [(d_e + L_{tb})^2 - d_e^2] \cdot N \cdot (1 - F_w) \quad (51)$$

Donde L_{tb} es la holgura entre el diámetro externo de los tubos y el diámetro de agujero del bafle.

5. CAÍDA DE PRESIÓN

5.1 Caída de presión en la carcasa

El cálculo de la caída de presión en la carcasa se ha realizado también con el método de Bell-Delaware, que descompone la caída de presión total en la suma de la caída de presión en los extremos, la caída de presión en las zonas de flujo cruzado y las caídas de presión en las ventanas de los baffles.

El primer paso es calcular la caída de presión para un banco de tubos ideal que viene dada por:

$$\Delta P_i = 2 \cdot f_s \cdot N_{tcc} \cdot \frac{G_s^2}{\rho_s \cdot (\varphi_s)^n} \quad (52)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{s_m} \quad (53)$$

Donde \dot{m}_s es el caudal másico y ρ_s la densidad del fluido de la carcasa y f_s es un factor de fricción en función del número de Reynolds de la carcasa y la configuración de los tubos que se obtiene de la figura 29.

El término φ_s^n es un factor de corrección que relaciona la viscosidad del fluido de la carcasa a su temperatura media entre la viscosidad a la temperatura de la pared de tubo (μ_p).

$$(\varphi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (54)$$

Para obtener μ_p se necesita la temperatura media de la pared del tubo en cada zona. Esta temperatura se obtiene haciendo el siguiente balance de calor:

$$(U \cdot A) \cdot (T_{mpc} - T_{mpf}) = h_e \cdot A_e \cdot (T_p - T_{mpf}) \quad (55)$$

T_{mpc} y T_{mpf} son las temperaturas medias del vapor de agua y del agua líquida en la zona considerada y A_e es el área externa de la zona en cuestión (área externa de un tubo multiplicada por el número de tubos).

El número de Reynolds en la carcasa es:

$$Re_s = \frac{d_e \cdot G_s}{\mu_s} \quad (56)$$

μ_s es la viscosidad dinámica del fluido que circula por la carcasa y Cp_s es el calor específico.

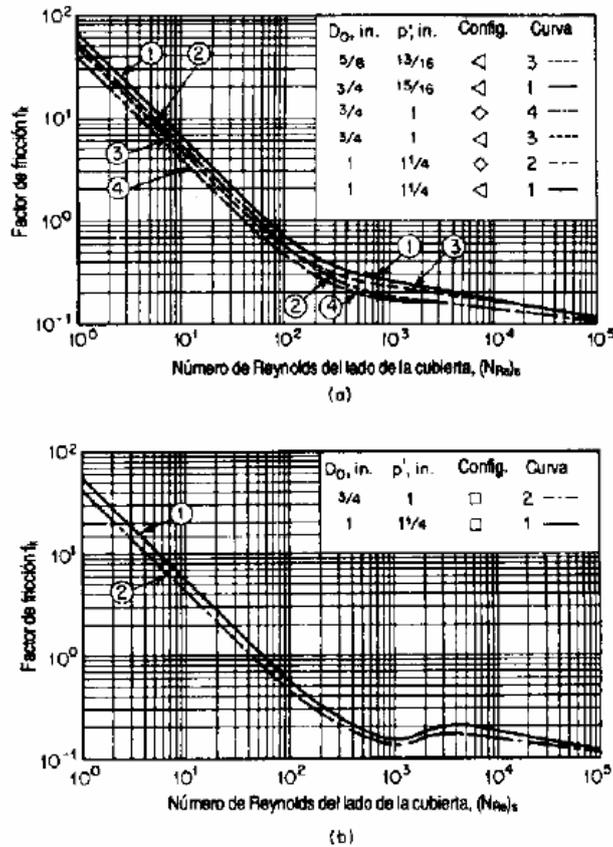


Figura 29: Factor de fricción para distintas configuraciones de tubos ideales

A continuación se calcula la caída de presión de todas las secciones interiores de flujo cruzado.

$$\Delta P_c = (N_b - 1) \cdot (\Delta P_i \cdot R_b \cdot R_l) \quad (57)$$

R_b es un factor que tiene en cuenta los efectos de las corrientes de bypass en la caída de presión y N_b es el número de baffles en el condensador.

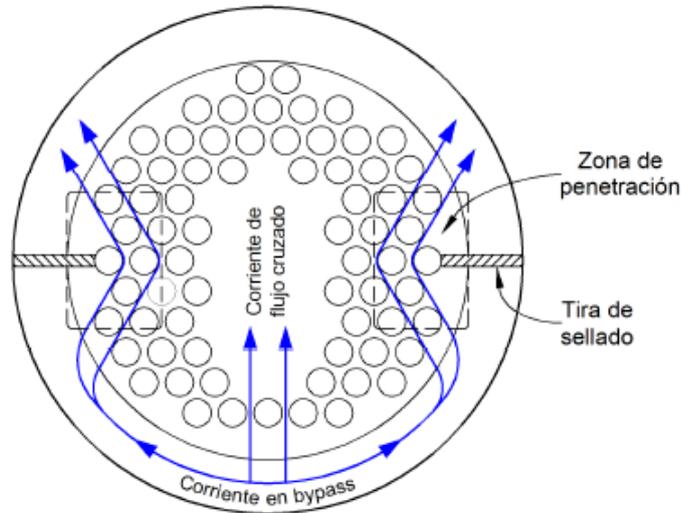
$$R_b = \exp[-C_{bp} \cdot F_{sbp}(1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3})] \quad (58)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (59)$$

Donde C_{bp} vale 4,5 para Reynolds menores o iguales a 100 y 3,7 para Reynolds mayores.

R_l es un factor que tiene en cuenta el efecto de las fugas en los baffles. N_{ss} es el número de pares de tiras de sellado, si las hay (Figura 30)

Figura 30: Tiras de sellado



$$R_l = \exp [-1,33 \cdot (1 + r_s) \cdot r_{lm}^{(-0,15 \cdot (1+r_s) \cdot 0,8)}] \quad (60)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (61)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (62)$$

Lo siguiente es calcular las caídas de presión en las secciones de entrada y salida:

$$\Delta P_e = 2 \cdot \Delta P_i \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (63)$$

R_s es un factor de corrección para cuando el espaciado de los baffles a la entrada y salida no es el mismo que en el resto del intercambiador.

$$R_s = \left(\frac{1}{L_i^*}\right)^{2-n} + \left(\frac{1}{L_o^*}\right)^{2-n} \quad (64)$$

Con $n = 1$ para Reynolds menores o iguales a 100 y $n = 0,2$ para Reynolds superiores y en dónde:

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (65)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (66)$$

L_{bi} y L_{bo} son las distancias entre el espejo y el primer baffle a la entrada y salida.

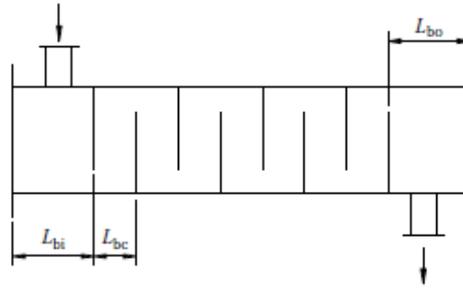


Figura 31: Distancias entre baffles

Por último se calcula la caída de presión en las zonas de ventana de los baffles.

Para Reynolds iguales o superiores a 100:

$$\Delta P_w = \frac{(2+0,6 \cdot N_{tcw}) \cdot G_w^2}{2 \cdot \rho_s} \quad (67)$$

Para Reynolds inferiores a 100:

$$\Delta P_w = 26 \cdot \frac{G_w \cdot \mu_s}{\rho_s} \cdot \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - d_e} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right] + 2 \cdot \frac{G_w^2}{\rho_s} \quad (68)$$

Donde:

$$G_w = \frac{\dot{m}_s}{\sqrt{S_m \cdot S_w}} \quad (69)$$

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{\pi \cdot d_e \cdot N_{tw} + \pi \cdot D_s \cdot \theta_s / (2 \cdot \pi)} \quad (70)$$

Finalmente, la expresión de la caída de presión total en la carcasa es:

$$\Delta P_s = [(N_b - 1) \cdot \Delta P_i \cdot R_b + N_b \cdot \Delta P_w] \cdot R_l + 2 \cdot \Delta P_i \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (71)$$

5.2 Caída de presión en los tubos

El valor de la caída de presión en los tubos se obtiene con la ecuación

$$\Delta p_t = \left(4 \cdot f \cdot \frac{L \cdot N_p}{d_i} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \rho \cdot \frac{u_m^2}{2} \quad (72)$$

Donde:

N_p es el número de pasos del fluido por los tubos, L la longitud total de los mismos, d_i su diámetro interno, ρ la densidad del fluido que circula por su interior y u_m es la velocidad media del fluido.

El coeficiente de fricción (f) para flujo turbulento en conductos de sección circular puede ser aproximado por las ecuaciones (73) y (74).

$$f = 0,046 \cdot R_e^{-0,2} \quad 3 \cdot 10^4 < R_e < 10^6 \quad (73)$$

$$f = 0,079 \cdot R_e^{-0,25} \quad 4000 < R_e < 10^5 \quad (74)$$

6. VIBRACIÓN DEL HAZ DE TUBOS

El flujo de fluido en la carcasa puede causar vibración en el haz de tubos. Este fenómeno es muy complejo y su solución puede ser difícil. Los dos factores más importantes de los que depende este fenómeno son la máxima longitud de tubo sin soporte y la velocidad del fluido que circula por la carcasa. Esta vibración puede dañar gravemente los tubos y es necesario minimizarla.

Existen varios mecanismos que inducen vibración en el haz de tubos. El presente trabajo se centra en dos de ellos (los más frecuentes y dañinos): la inestabilidad fluidoelástica y el desprendimiento de vórtices.

6.1 Inestabilidad fluidoelástica

Este fenómeno es el más perjudicial de todos y se produce cuando existen grandes amplitudes de vibración. Las normas TEMA [3] indican que para impedir la aparición de este fenómeno la velocidad de referencia de flujo cruzado debe ser menor que una determinada velocidad crítica.

6.1.1 Velocidad de referencia

El método utilizado en las normas TEMA para el cálculo de la velocidad de referencia de flujo cruzado es el denominado método de Tinker.

La velocidad se calcula del siguiente modo:

$$u_s = \frac{F_h \cdot \dot{m}_s}{M \cdot A_x \cdot \rho_s} \quad (75)$$

Donde:

A_x es el área de flujo cruzado dentro de los límites del haz de tubos

F_h es la fracción total de fluido fluyendo a través de A_x

M es un factor de multiplicación

\dot{m}_s y ρ_s son respectivamente el caudal másico y la densidad del fluido en la carcasa.

A continuación se procede al cálculo de los términos que aparecen en la ecuación (75)

$$A_x = a_x \cdot L_{bc} \cdot D_3 \quad (76)$$

L_{bc} es la distancia entre baffles, D_3 el diámetro externo del haz de tubos y a_x un factor que puede ser obtenido de la Tabla 15 en función de la distancia entre tubos (p) y el diámetro externo de un tubo (d_e).

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \cdot \sqrt{D_1/p}} \quad (77)$$

$$M = \left[\frac{1}{1 + \frac{0,7 \cdot L_{bc}}{D_1} \cdot \left[\frac{1}{M_w^{0,6}} - 1 \right]} \right]^{1,67} \quad (78)$$

$D_1 = D_S$ es el diámetro interno de la carcasa.

Terms to Find Crossflow Velocity

	30°	90°	45°	60°
a_x	$\frac{0.97(p-d)}{p}$	$\frac{0.97(p-d)}{p}$	$\frac{1.372(p-d)}{p}$	$\frac{0.97(p-d)}{p}$
a_4	1.26	1.26	0.90	1.09
a_5	0.82	0.66	0.56	0.61
a_6	1.48	1.38	1.17	1.28
M	0.85	0.93	0.80	0.87

Source: Tinker, T., *Trans. ASME*, vol. 80, 36, 1958.

Note: Values for 60° have been taken from TEMA [2].

Tabla 15: Términos para calcular la velocidad de referencia

Baffle Cut Ratio and the Term a_8 for Crossflow Velocity

h/D_1	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
a_8	0.94	0.90	0.85	0.80	0.74	0.68	0.62	0.54	0.49

Source: Tinker, T., *Trans. ASME*, vol. 80, 36, 1958.

Tabla 16: Cálculo del término a_8

Para obtener N_h y M_w es necesario el cálculo previo de una serie de factores.

$$a_1 = \frac{D_1}{D_3} \quad (79)$$

En el caso de intercambiadores con tiras de sellado a_1 será:

$$a_1 = 1 + \left[\frac{\frac{D_1-1}{D_3}}{4} \right] + 1,5 \cdot \left[\frac{D_1-D_2}{D_1} \right] \quad (80)$$

D_2 es el diámetro de bafle.

$$a_2 = \frac{d_b - d_e}{d_e} \quad (81)$$

d_b es el diámetro de los agujeros de los baffles.

$$a_3 = \frac{D_1 - D_2}{D_1} \quad (82)$$

$$b_1 = \frac{(a_1 - 1)^{1,5}}{\sqrt{a_1}} \quad (83)$$

$$b_2 = \frac{a_2}{a_1^{1,5}} \quad (84)$$

$$b_3 = a_3 \cdot \sqrt{a_1} \quad (85)$$

$$a_7 = a_4 \cdot \left(\frac{p}{p - d_e}\right)^{1,5} \quad (86)$$

$$A = a_5 \cdot a_8 \cdot \left(\frac{D_1}{L_{bc}}\right) \cdot \left(\frac{d_e}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{p}{p - d_e}\right) \quad (87)$$

$$E = a_6 \cdot \left(\frac{p}{p - d_e}\right) \cdot \left(\frac{D_1}{L_{bc}}\right) \cdot \left(1 - \frac{h}{D_1}\right) \quad (88)$$

Donde h es la altura del corte del bafle.

Finalmente:

$$N_h = a_7 \cdot b_1 + A \cdot b_2 + b_3 \cdot E \quad (89)$$

$$M_w = m \cdot a_1^{0,5} \quad (90)$$

6.1.2 Velocidad crítica

Las normas TEMA definen la velocidad crítica como:

$$u_{cr} = D \cdot f_n \cdot d_e \quad (91)$$

D es un factor adimensional y f_n la frecuencia natural del haz de tubos.

La expresión de f_n es la siguiente:

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{X_{\beta} \cdot \lambda_n^2}{L_i^2} \cdot \left(\frac{E \cdot I}{m}\right)^{0,5} \quad (92)$$

m es la masa de tubo por unidad de longitud.

E e I son respectivamente el módulo de elasticidad y de inercia de los tubos.

L_i es la máxima longitud de tubo sin soporte.

X_β es un factor de esfuerzo axial.

λ_n es una constante que depende del tipo de sujeción de los tubos (Figura 42 y Tabla 17).

Figura 32: Tipo de sujeción de los tubos: (a) pinned-pinned, (b) fixed-pinned, (c) fixed-fixed

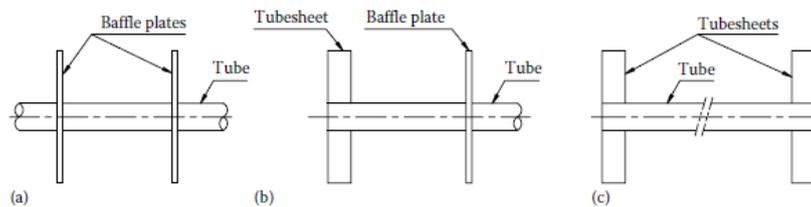


Tabla 17: Valores de λ_n y F_{cr}

Frequency Constant, λ_n , and Euler Buckling Load, F_{cr}

	Pinned-Pinned	Fixed-Pinned	Fixed-Fixed
λ_n	$n\pi$	$0.25(4n+1)\pi$	$0.5(2n+1)\pi$
F_{cr}	$\pi^2 E I L^2$	$2\pi^2 E I L^2$	$4\pi^2 E I L^2$

Se procede al cálculo de los términos presentes en la ecuación (92).

$$m = \frac{\pi \cdot d_e^2 \cdot C_m \cdot \rho_s}{4} + \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_i}{4} + \frac{\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2) \cdot \rho}{4} \quad (93)$$

Donde ρ_i es la densidad del fluido que circula por los tubos, d_i es el diámetro interno del tubo y C_m el coeficiente de masa hidrodinámico.

$$C_m = \frac{\left(\frac{D_e}{d_e}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_e}{d_e}\right)^2 - 1} \quad (94)$$

D_e es un diámetro equivalente:

$$D_e = \left(1 + \frac{0,5 \cdot p}{D}\right) \cdot p \quad (95)$$

El momento de inercia de un tubo será:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_e^4 - d_i^4) \quad (96)$$

El área de la sección de un tubo (A_t) es:

$$A_t = \frac{\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (97)$$

Se calcula la fuerza axial en un tubo como (F_a):

$$F_a = S_t \cdot A_t \quad (98)$$

S_t es el máximo esfuerzo longitudinal en la periferia del haz de tubos.

$$S_t = \frac{C_t \cdot F_q \cdot P_t^* \cdot G^2}{4 \cdot N \cdot t_t \cdot (d_e - t_t)} \quad (99)$$

Donde t_t es el espesor de un tubo, N el número total de tubos, G el diámetro sobre el cual actúa la presión. P_t^* es la mayor presión en valor absoluto de las siguientes:

$$P_t^* = P_2 \quad (100)$$

$$P_t^* = -P_3 \quad (101)$$

$$P_t^* = P_d \quad (102)$$

$$P_t^* = P_2 - P_3 \quad (103)$$

$$P_t^* = P_2 + P_d \quad (104)$$

$$P_t^* = -P_3 + P_d \quad (105)$$

$$P_t^* = P_2 - P_3 + P_d \quad (106)$$

Siendo P_2 y P_3 lo siguiente

$$P_2 = P_t' - \left(\frac{f_t \cdot P_t}{F_q} \right) \quad (107)$$

$$P_3 = P_s' - \left(\frac{f_s \cdot P_s}{F_q} \right) \quad (108)$$

Las expresiones para obtener P_t' , P_s' , P_d , f_t , f_s y F_q se muestran en el apartado 7.6.3.

El valor de C_t es 1,0 cuando el signo de P_t^* es negativo y 0,5 cuando es positivo.

A continuación se obtiene la expresión F_{cr} de la tabla 17. Donde L representa la máxima longitud de tubo sin soporte.

Lo siguiente es calcular X_β :

$$X_\beta = \sqrt{1 + \frac{F_a}{F_{cr}}} \quad (109)$$

Una vez calculada la frecuencia natural, solamente resta calcular el factor D para obtener el valor de la velocidad crítica.

La expresión para obtener D varía en función de la disposición de los tubos.

Tabla 18: Fórmulas para obtener D

FORMULAE FOR CRITICAL FLOW VELOCITY FACTOR, D

Tube Pattern (See Figure RCB-2.4)	Parameter Range for x	Dimensionless Critical Flow Velocity Factor, D
30°	0.1 to 1	$8.86 \left(\frac{P}{d_0} - 0.9 \right) x^{0.34}$
	over 1 to 300	$8.86 \left(\frac{P}{d_0} - 0.9 \right) x^{0.5}$
60°	0.01 to 1	$2.80 x^{0.17}$
	over 1 to 300	$2.80 x^{0.5}$
90°	0.03 to 0.7	$2.10 x^{0.15}$
	over 0.7 to 300	$2.35 x^{0.5}$
45°	0.1 to 300	$4.13 \left(\frac{P}{d_0} - 0.5 \right) x^{0.5}$

P = Tube pitch
 d_0 = Tube OD or fin root diameter for integrally finned tubes

En la Tabla 18, x es:

$$x = \frac{m \cdot \delta_t}{\rho_s \cdot d_e^2} \quad (110)$$

$$\delta_t = 2 \cdot \pi \cdot \xi_n \quad (111)$$

$$\xi_n = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{1 + (d_e/D_e)^2}{[1 - (d_e/D_e)^2]^2} \cdot \left(\frac{\rho_s \cdot d_e^2}{m} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot v}{\pi \cdot f_n \cdot d_e^2} \right)^{0.5} + \left(\frac{N-1}{N} \right) \cdot \left(\frac{22}{f_n} \right) \cdot \left(\frac{\rho_s \cdot d_e^2}{m} \right) \cdot \left(\frac{t_b}{L_i} \right)^{0.6} \quad (112)$$

t_b es el espesor del bafle.

Si el valor de δ_t calculado es menor de 0,0377 se asume que $\delta_t = 0,0377$.

Una vez obtenida la velocidad crítica se compara con la de referencia. Si la velocidad crítica está por encima de la velocidad de referencia, el diseño será válido y no se producirán vibraciones excesivas en los tubos.

6.2 Desprendimiento de vórtices

El desprendimiento de vórtices puede causar turbulencias y vibraciones en los tubos.

Las normas TEMA establecen que el desprendimiento de vórtices puede ser un problema cuando la frecuencia natural de los tubos es menor que el doble de la frecuencia de desprendimiento de vórtice.

La frecuencia de desprendimiento de vórtice viene dada por:

$$f_{vs} = \frac{d_e \cdot u_s}{S} \quad (111)$$

Donde S es el número de Strouhal, que puede ser obtenido de las Figuras 33 y 34 en función del arreglo de tubos.

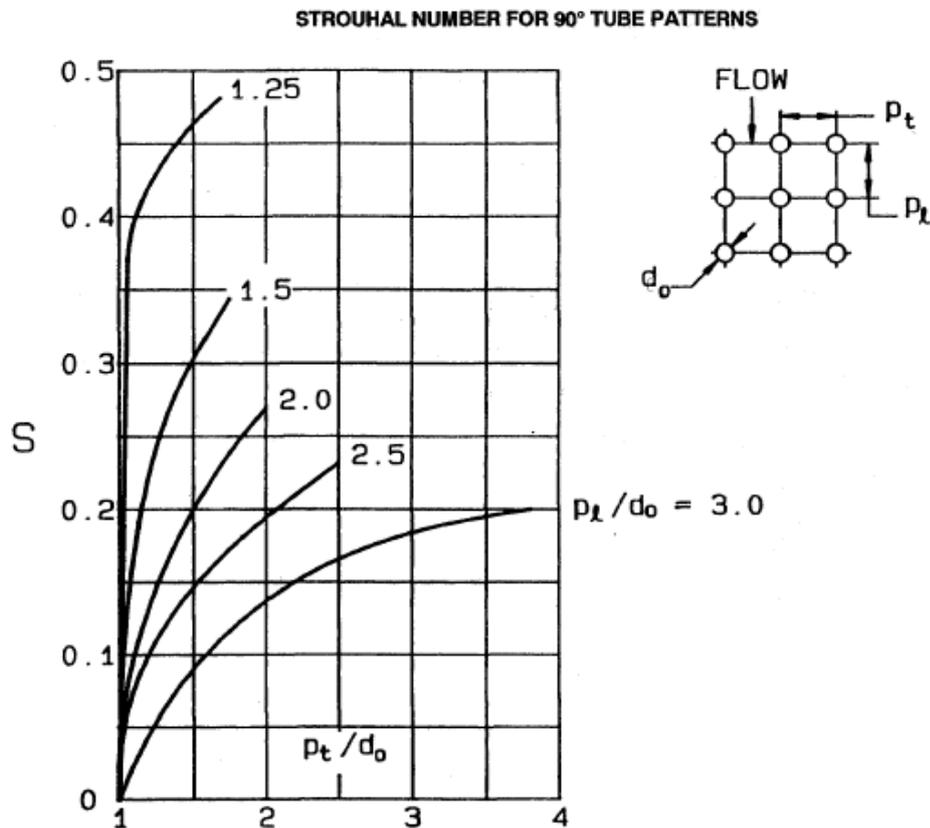
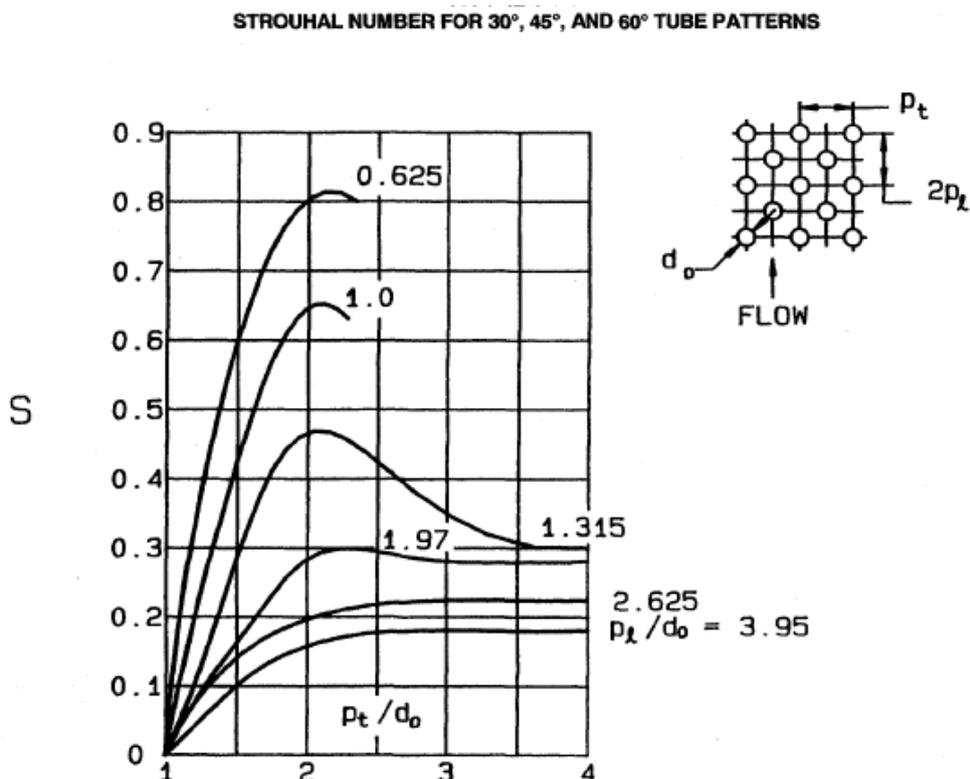


Figura 33: Número de Strouhal para arreglos de tubos de 90°

Figura 34: Número de Strouhal para arreglos de tubos de 30°, 45° y 60°



7. DISEÑO MECÁNICO

Para el diseño de las diversas partes que forman parte del condensador se han tenido en cuenta las normas y recomendaciones presentes en el código ASME (American Society of Mechanical Engineers) y en las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

7.1 El código ASME

El código ASME cuenta con varias secciones, tratando la mayoría de las mismas sobre el diseño, construcción y operación de recipientes sometidos a presión.

Las secciones utilizadas para la realización de este trabajo han sido la sección VIII División 1 y la sección II parte D.

La sección VIII División 1 trata los siguientes apartados referentes a recipientes sometidos a presión: materiales, diseño, aberturas y refuerzos, superficies reforzadas y apoyadas, ligamentos, fabricación, inspección y test, marcas y reportes y dispositivos de alivio de presión.

La sección II parte D contiene todo lo referido a los distintos materiales empleados en la construcción de recipientes sometidos a presión.

7.2 Las normas TEMA

Las recomendaciones de diseño presentes en las normas TEMA son aplicables a intercambiadores de calor de carcasa y tubos que cumplan las siguientes condiciones:

- Diámetro interno de la carcasa menor a igual a 137 pulgadas (3500 mm).
- El valor del producto de diámetro nominal de la carcasa en pulgadas (milímetros) y presión de diseño en psi (kPa) no puede superar 100000 ($17,5 \cdot 10^6$).
- Presión de diseño menor o igual a 3000 psi (20684 kPa).

Las normas TEMA se dividen en los siguientes apartados:

Parte N: Nomenclatura.

Parte F: Tolerancias de fabricación.

Parte G: Fabricación general e información de funcionamiento.

Parte E: Instalación, operación y mantenimiento.

Parte: RCB: Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB.

Parte V: Vibración inducida por flujo.

Parte T: Relaciones térmicas.

Parte P: Propiedades físicas de fluidos.

Parte D: Información general.

Parte RGP: Buenas prácticas recomendadas.

Las normas TEMA dividen los intercambiadores de calor de carcasa y tubo no sometidos a fuego en 3 clases:

- Clase R: para operaciones petroleras y otros procesos relacionados.
- Clase C: para procesos comerciales con requerimientos moderados.
- Clase B: para procesos químicos.

7.3 Carcasa

7.3.1 Espesor por presión interna

El espesor de la carcasa se determina utilizando las expresiones para recipientes cilíndricos sometidos a presión interna. La carcasa estará sometida a un esfuerzo longitudinal y a otro circunferencial.

La expresión para determinar el espesor de un recipiente cilíndrico sometido a presión interna debido al esfuerzo longitudinal es la siguiente:

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad (114)$$

Donde t es el espesor, P es la presión de diseño, R es el radio interno, S el máximo esfuerzo del material permitido y E la efectividad de la junta soldada (Tabla 20).

Esta expresión puede aplicarse cuando $P \leq 1,25SE$ y el espesor de la pared no exceda la mitad del radio interno.

El espesor debido al esfuerzo circunferencial es el siguiente:

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (115)$$

Esta expresión se aplica cuando $P \leq 0,385SE$ y el espesor de la pared no exceda la mitad del radio interno.

Las normas TEMA establecen unos espesores mínimos para las carcasas, en función del tipo de intercambiador, su diámetro interno, si está fabricada a partir de tubo o de chapa y si son de acero al carbono o de otra aleación.

Tabla 19: Espesor mínimo de carcasa

TABLE R MINIMUM SHELL THICKNESS Dimensions in Inches (mm)					
Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29	(330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

TABLE CB MINIMUM SHELL THICKNESS Dimensions in Inches (mm)					
Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-205)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-23	(330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8	(3.2)
24-29	(610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E		
		Cuando la junta es:		
		a. Radiografiada totalmente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Junta a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar En juntas circunferenciales únicamente.</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60
4	 <p>Junta a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55
5	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50
6	 <p>Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45

Tabla 20: Tipos de juntas soldadas

7.3.2 Margen por corrosión

Las normas TEMA recomiendan añadir un margen por corrosión a todas las partes sometidas a presión fabricadas en acero al carbono o hierro fundido. Las partes fabricadas en aleación y las no sometidas a presión, así como los tubos y la tornillería, no necesitan este margen.

Para intercambiadores de tipo R se añadirá al espesor calculado un margen por corrosión de 3,2 mm (1/8 pulgadas) y para los de tipo C y B este margen será de la mitad, 1,6 mm (1/16 pulgadas).

7.4 Tubos

En la Tabla 1 se muestran los diámetros y espesores estándar de tubos para intercambiadores de calor.

Los diámetros y espesores de tubo más usados, según el material con el que están fabricados, son los siguientes:

TABLE RCB

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. In. (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	18	16
	16	16	14
	14	14	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

Tabla 21: Diámetros y espesores de tubo más habituales

Mediante la ecuación (114) se obtiene el espesor mínimo requerido para soportar la presión interna. Para tubos sin costura el valor de E será igual a 1.

Una vez obtenido un espesor se comprueba que éste soportará la presión externa. Para ello acudimos a la norma para cilindros con relación entre el diámetro externo y el espesor menor de 10.

La presión externa máxima de diseño será la menor de las dos siguientes:

$$P_1 = \frac{2 \cdot S}{d_e/t} \cdot \left[1 - \frac{1}{d_e/t} \right] \quad (116)$$

$$P_1 = \left[\frac{2,1677}{d_e/t} - 0,833 \right] \cdot B \quad (117)$$

Donde S es 0,9 veces el límite elástico del material empleado en los tubos.

El factor B se obtiene de unas curvas en función del material y de otro factor denominado A presentes en la Sección II Parte D del código ASME.

El factor A será, para relaciones entre el diámetro externo y el espesor menores de 4, se obtiene de la siguiente expresión:

$$A = \frac{1,1}{(d_e/t)^2} \quad (118)$$

Para valores de A mayores de 0,1 se usan valores de B de 0,1.

7.5 Baffles

Los baffles cumplen dos funciones: servir de soporte estructural de los tubos previniendo el pandeo y las vibraciones y guiar el flujo del fluido de la carcasa para que sea lo más perpendicular posible a los tubos, incrementando así la transferencia de calor.

7.5.1 Tipos de baffles

Los baffles se clasifican fundamentalmente en dos tipos: transversales y longitudinales.

Los baffles longitudinales dividen la carcasa en una o más secciones y se usan en carcasas de flujo partido o de varios pasos.

Los baffles transversales son los más utilizados y estos a su vez se clasifican en baffles de platos y de varilla.

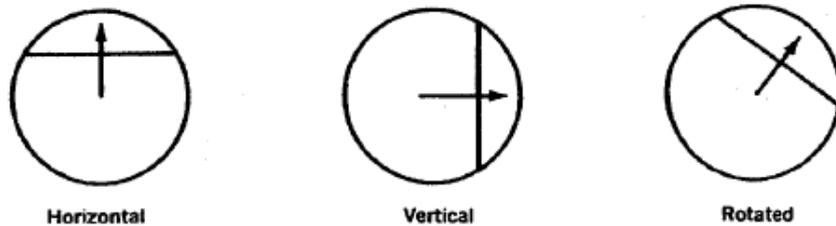
Dentro de los baffles de platos, los más habituales son los segmentados.

Los baffles segmentados consisten en una placa circular con un segmento eliminado para permitir el paso del fluido. A este segmento se le denomina corte del baffle y su tamaño se expresa en función del diámetro de la carcasa. Los cortes más habituales son de entre 20% y 35% y el corte máximo se limita aproximadamente a 45%.

La orientación del corte puede ser horizontal, vertical o rotada (Figura 35).

Figura 35: Corte de los baffles

BAFFLE CUTS FOR SEGMENTAL BAFFLES



Los baffles pueden tener más de un corte, siendo habitual los baffles de doble o triple segmentado.

Figura 36: Cortes de baffles de doble y triple segmento

BAFFLE CUTS FOR MULTI-SEGMENTAL BAFFLES

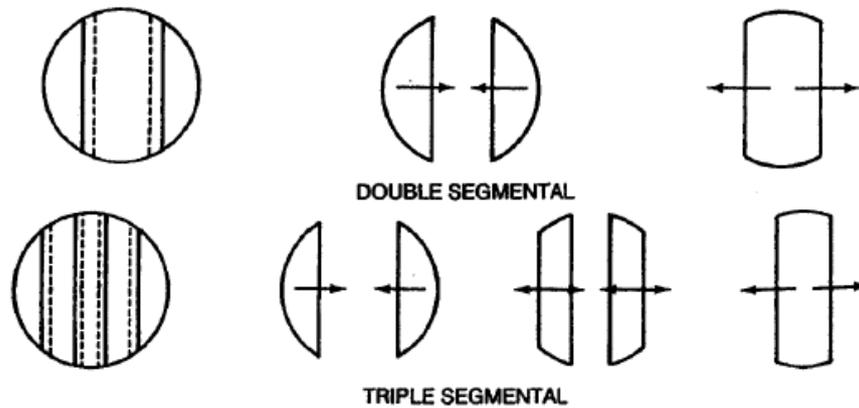
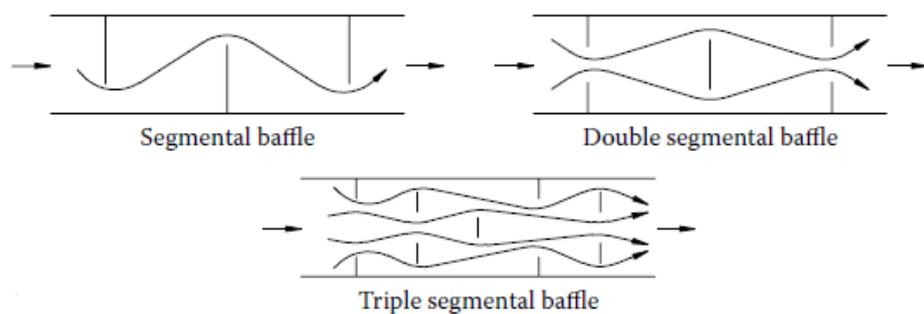


Figura 37: Flujo a través de baffles segmentados



Los tubos que atraviesan la ventana del bafle se saltarán un bafle y tendrán una distancia sin soporte de dos bafles. Cuando la vibración es un parámetro importante, puede optarse por eliminar los bafles de la ventana, haciendo que todos los tubos atraviesen todos los bafles.

Placas soporte adicionales pueden ser colocadas entre bafles para mejorar la sujeción de los tubos. Los bafles usados tendrán un corte de entre un 15% y un 25%. Este tipo de montaje reduce la transferencia de calor.

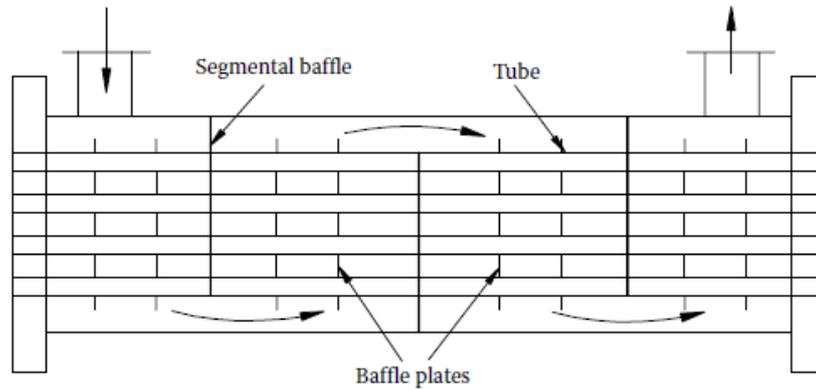


Figura 38: Intercambiador sin tubos en la ventana

Otro tipo de bafles de platos consisten en colocar alternativamente coronas y discos, como se muestra en la siguiente figura.

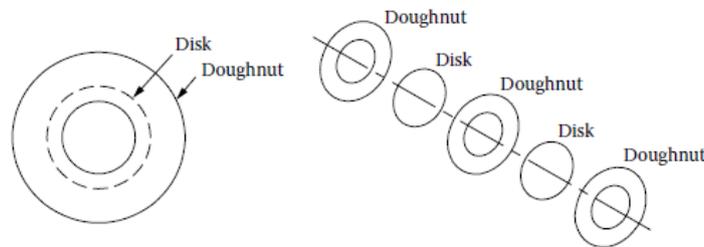


Figura 39: Bafles disco y doughnut

Los bafles de varilla consisten en un conjunto de varillas dispuestas en forma de rejilla.

Como ya se ha comentado anteriormente, los bafles segmentados son los más habituales y, además, son los que empleará el condensador diseñado, por lo que en los siguientes apartados solo se hará referencia a estos.

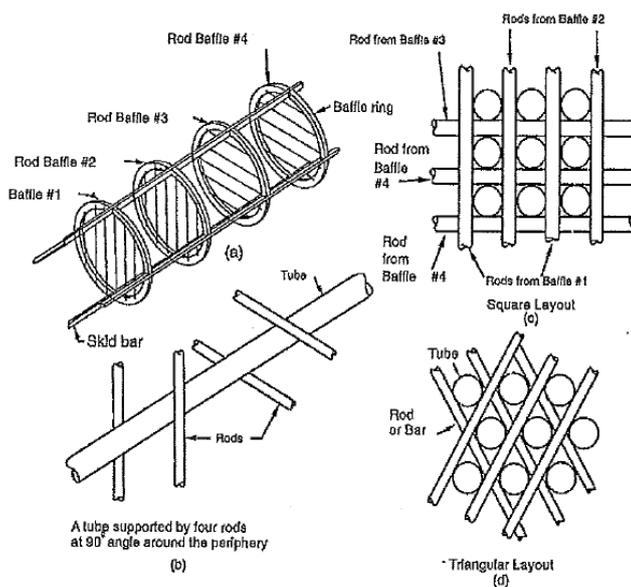


Figura 40: Baffles de varilla

7.5.2 Espacio entre baffles

El espaciado más habitual de los baffles es entre 0,4 y 0,6 veces el diámetro interno de la carcasa.

Las normas TEMA dicen que la separación mínima entre baffles normalmente no debe ser menor de 1/5 del diámetro interno de la carcasa (D_s). Si esta cifra más pequeña que 2 pulgadas (50,8 mm), se cogería este último valor.

La separación máxima entre baffles no debe exceder el diámetro interno de la carcasa. Las placas soporte de los tubos tienen un espaciado determinado por ciertas consideraciones mecánicas como son la fuerza, vibraciones, etc.

La distancia máxima se haya por:

$$L_{bc_{\max}} = 74 * d_e^{0,75} \quad (119)$$

En la Tabla 22 se muestra la máxima longitud de tubo sin soportes en función del diámetro externo de los tubos y del material del que están hechos.

Tabla 22: *Máxima longitud de tubo sin soporte*

MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS Dimensions in Inches (mm)		
Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

7.5.3 Espesor

En las normas TEMA aparecen tabulados distintos espesores de baffles en función del diámetro externo de la carcasa y del espaciado entre baffles.

Tabla 23: *Espesor de baffles para intercambiadores tipo R*

TABLE R
BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness				
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
	24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Tabla 24: *Espesor de baffles para intercambiadores tipo C y B*

TABLE CB
BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness					
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.					
	12 (305) and Under	Over 12 (305) to 24 (610) Inclusive	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/16 (1.6)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (991-1524)	1/4 (6.4)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (12.7)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

7.5.4 Holgura entre bafle y carcasa

La holgura entre el bafle y la carcasa debería ser tal que la diferencia entre el diámetro interno de ésta y el diámetro externo del bafle no supere los valores de la Tabla 25.

Tabla 25: *Holgura de baffles y placas soporte*

TABLE RCB-4.3
Standard Cross Baffle and Support Plate Clearances
Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell ID	Design ID of Shell Minus Baffle OD
6-17 (152-432)	1/8 (3.2)
18-39 (457-991)	3/16 (4.8)
40-54 (1016-1372)	1/4 (6.4)
55-69 (1397-1753)	5/16 (7.9)
70-84 (1778-2134)	3/8 (9.5)
85-100 (2159-2540)	7/16 (11.1)

7.5.5 Agujeros para los tubos

Cuando la máxima longitud de tubo sin soporte es de 914 mm (36 in) o inferior, o para tubos de diámetro exterior superior a 31,8 mm (1 ¼ in); los agujeros para los tubos deben ser 0,8 mm (1/32 in) más grandes que el diámetro exterior de los tubos.

Cuando la máxima longitud de tubo sin soporte supere los 914 mm, y el diámetro externo de los tubos sea menor o igual a 31,8 mm; los agujeros para los tubos serán 0,4 mm mayores que el diámetro externo de los tubos.

Para condiciones en las que haya mucha vibración, las dimensiones de los agujeros pueden ser menores.

7.5.6 Tirantes

Para mantener los baffles y las placas que soportan los tubos en posición, es necesaria la colocación de tirantes, cuyo número y diámetro dependen del diámetro de la carcasa.

Tabla 26: *Número y diámetro de los tirantes para intercambiadores tipo R*

TABLE R
TIE ROD STANDARDS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61 - 100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Tabla 27: Número y diámetro de los tirantes para intercambiadores tipo C y B

TABLE CB
TIE ROD STANDARDS
Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell Diameter		Tie Rod Diameter		Minimum Number of Tie Rods
6 – 15	(152-381)	1/4	(6.4)	4
16 – 27	(406-686)	3/8	(9.5)	6
28 – 33	(711-838)	1/2	(12.7)	6
34 – 48	(864-1219)	1/2	(12.7)	8
49 – 60	(1245-1524)	1/2	(12.7)	10
61 – 100	(1549-2540)	5/8	(15.9)	12

7.6 Espejo

El espejo o placa portatubos es un componente importante del intercambiador de calor. Sirve como sujeción de los tubos y es la principal barrera entre el fluido que circula por la carcasa y el que lo hace por los tubos.

7.6.1 Tipos de uniones

El espejo puede ser conectado a la carcasa y al canal por soldadura (integral), mediante pernos (uniones embridadas) o por una combinación de estos, dando lugar a seis combinaciones distintas:

- 1) Espejo integral con carcasa y canal (Figura 41 (a)).
- 2) Espejo integral con la carcasa y unión embridada con el canal, extendido como una brida (Figura 41 (b)).
- 3) Espejo integral con la carcasa y unión embridada con el canal, no extendido como una brida (Figura 41 (c)).
- 4) Construcción embridada tanto en lado de la carcasa y los tubos (figura 41 (d)).
- 5) Espejo embridado con la carcasa e integral con el canal, extendido como una brida (Figura 41 (e)).
- 6) Espejo embridado con la carcasa e integral con el canal, no extendido como una brida (Figura 41 (f)).

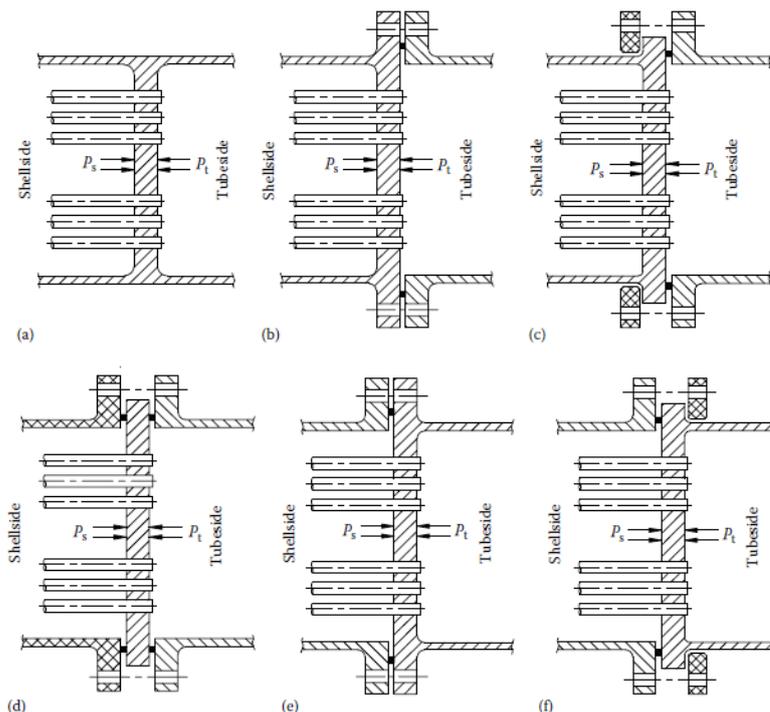


Figura 41: Uniones entre espejo y carcasa

7.6.2 Diseño

El diseño de los espejos se realizará mediante los estándares de las normas TEMA. Las normas tema consideran siete posibles casos de carga:

- 1) La presión del lado de los tubos actuando sola, sin expansión térmica.
- 2) La presión del lado de la carcasa actuando sola, sin expansión térmica.
- 3) La presión del lado de los tubos y de la carcasa actuando simultáneamente, sin expansión térmica.
- 4) Solamente actuando la expansión térmica.
- 5) La presión del lado de los tubos actuando sola, con expansión térmica.
- 6) La presión del lado de la carcasa actuando sola, con expansión térmica.
- 7) La presión del lado de los tubos y de la carcasa actuando simultáneamente, con expansión térmica.

A continuación, se desarrollan expresiones para calcular el espesor del espejo para distintos tipos de cargas.

Para obtener el espesor se tienen en cuenta el espesor necesario para soportar la flexión y el cortante.

La fórmula para calcular el mínimo espesor requerido para soportar la flexión es la siguiente:

$$T = \frac{F \cdot G}{3} \cdot \sqrt{\frac{P}{\eta \cdot S}} \quad (120)$$

Para el espesor debido al cortante:

$$T = \frac{0,31 \cdot D_{ctl}}{1 - \frac{d_e}{p'}} \cdot \left(\frac{P}{S}\right) \quad (121)$$

Si $\left(\frac{P}{S}\right) < 1,6 \left(1 - \frac{d_e}{p'}\right)^2$ no se tiene en cuenta el esfuerzo cortante.

Donde:

T es el espesor efectivo del espejo.

S es el máximo esfuerzo a tensión permitido por el material.

D_{ctl} es el diámetro descrito por los centros de los tubos.

$$D_{ctl} = \frac{4 \cdot A}{C} \quad (122)$$

P es la presión efectiva de diseño, que será tratada en profundidad más adelante.

Siendo C el perímetro (Figura 42) y A el área total contenida dentro del perímetro.

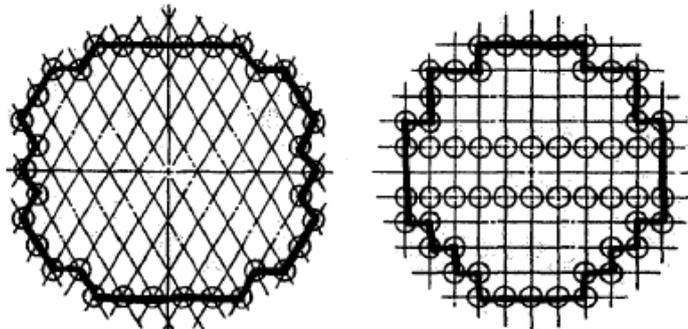


Figura 42: Perímetro C para arreglo triangular y cuadrado

D_{ctl} puede ser calculado como el diámetro externo del haz de tubos (D_{otl}) menos el diámetro externo de un tubo:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_e \quad (123)$$

η es un parámetro que depende del arreglo- de los tubos:

Para arreglos cuadrados:

$$\eta = 1 - \frac{0,785}{(p'/d_e)^2} \quad (124)$$

Para arreglos triangulares:

$$\eta = 1 - \frac{0,907}{(p'/d_e)^2} \quad (125)$$

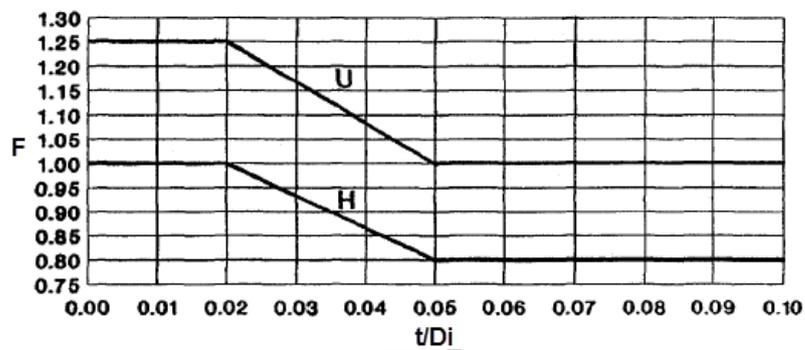
G es el diámetro sobre el cual la presión está actuando y en el caso de intercambiadores con placas de tubos fijas será igual al diámetro interno de la carcasa.

F es un parámetro que depende del tipo de espejo.

En espejos para tubos en U, $F = 1,25$ si ambas uniones están embridadas y si al menos una de las uniones es integral se obtendrá de la curva U de la Figura 43. Donde F aparece en función de la relación entre el espesor y el diámetro interno de la carcasa o canal.

En intercambiadores de espejo fijo o flotante, $F = 1$ si ambas uniones están embridadas y si al menos una de las uniones es integral se obtendrá de la curva H de la figura 43.

Figura 43: Factor F



7.6.3 Cálculo de la presión efectiva

El cálculo de la presión efectiva a emplear en las ecuaciones (120) y (121) depende del tipo de cabezal y de espejo.

Para intercambiadores con cabezal flotante con empaque exterior (tipo P) la presión se define como:

Para flexión:

$$P = P_t + P_s \cdot \left[\frac{1,25 \cdot (D^2 - D_{ctl}^2)(D - D_{ctl})}{D \cdot F^2 \cdot G^2} \right] \quad (126)$$

Para cortante:

$$P = P_t + P_s \cdot \left[\frac{(D^2 - D_{ctl}^2)}{D_{ctl}^2} \right] \quad (127)$$

Donde P_t y P_s son la presión de diseño del lado de los tubos y la carcasa respectivamente y D es el diámetro exterior del espejo flotante.

Para intercambiadores con cabezal flotante donde el espejo se extiende como una brida la presión será la mayor, en valor absoluto, de las siguientes:

$$P = P_t + P_{Bt} \quad (128)$$

$$P = P_s + P_{Bs} \quad (129)$$

$$P = P_t \quad (130)$$

$$P = P_s \quad (131)$$

Para otros tipos de intercambiadores con espejo flotante, P será la presión de diseño del lado de la carcasa o los tubos. En el caso de intercambiadores con espejo flotante tipo W, la presión será la de diseño en los tubos, no se permite usar la presión en el lado de la carcasa.

Para intercambiadores con espejos fijos la presión efectiva del lado de la carcasa será la mayor, en valor absoluto, de las siguientes:

$$P = \frac{P'_s - P_d}{2} \quad (132)$$

$$P = P'_s \quad (133)$$

$$P = P_{Bs} \quad (134)$$

$$P = \frac{P'_s - P_d - P_{Bs}}{2} \quad (135)$$

$$P = \frac{P_d + P_{Bs}}{2} \quad (136)$$

$$P = P'_s - P_{Bs} \quad (137)$$

Dónde

$$P'_s = P_s \cdot \frac{0,4 \cdot J \cdot [1,5 + K \cdot (1,5 + f_s)] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \cdot \left(\frac{D_j^2}{G^2} - 1 \right) \right]}{1 + J \cdot K \cdot F_q} \quad (138)$$

$$f_s = 1 - N \cdot \left(\frac{d_e}{G} \right)^2 \quad (139)$$

Siendo G el diámetro interno de la carcasa y D_j es el diámetro interno de la junta de expansión y será igual a G cuando no haya junta de expansión.

P_d es la presión debida a la expansión térmica, calculada como:

$$P_d = \frac{4 \cdot J \cdot E_s \cdot t_s \cdot \left(\frac{\Delta L}{L_t} \right)}{(D_{se} - 3 \cdot t_s) \cdot (1 + J \cdot K \cdot F_q)} \quad (140)$$

D_{se} es en este caso el diámetro externo de la carcasa.

J es 1 para carcassas sin juntas de expansión. En el caso de existir juntas de expansión:

$$J = \frac{S_j \cdot L}{S_j \cdot L + \pi \cdot (D_{se} - t_s) \cdot t_s \cdot E_s} \quad (141)$$

J puede ser asumida como 0 para juntas donde $S_j < \frac{(D_{se} - t_s) \cdot t_s \cdot E_s}{10 \cdot L}$

$$K = \frac{(D_{se} - t_s) \cdot t_s \cdot E_s}{E_t \cdot t_t \cdot N \cdot (d_e - t_t)} \quad (142)$$

$$F_q = 0,25 + (F - 0,6) \cdot \left[\frac{300 \cdot t_s \cdot E_s}{K \cdot L \cdot E} \cdot \left(\frac{G}{T} \right)^3 \right]^{1/4} \quad (143)$$

Se usa el valor calculado de F_q o 1, el que sea mayor.

$$\Delta L = L_t \cdot [\alpha_s \cdot (T_m - 70) - \alpha_t \cdot (t_m - 70)] \quad (144)$$

Donde D_{se} es el diámetro externo de la carcasa, S_j la constante de la junta de expansión, E_s módulo elástico del material de la carcasa a la temperatura media, E_t el módulo elástico del material de los tubos a la temperatura media, E el módulo elástico del material del espejo, t_s y t_t el espesor de la carcasa y los tubos, L la longitud de tubo entre caras interiores de espejos, L_t longitud de tubo entre caras exteriores de espejos, α_s y α_t los coeficientes de expansión térmica de la carcasa y los tubos y T_m y t_m las temperaturas medias referidas respectivamente a la carcasa y a los tubos.

T el espesor del espejo que no debe ser menor al 98,5% del obtenido anteriormente.

P_{Bt} y P_{Bs} son las presiones de los pernos en el lado de la carcasa y los tubos, obtenidas por:

$$P_{Bt} = \frac{6 \cdot 2 \cdot M_1}{F^2 \cdot G^3} \quad (145)$$

$$P_{Bs} = \frac{6 \cdot 2 \cdot M_2}{F^2 \cdot G^3} \quad (146)$$

Donde M_1 y M_2 son el momento total actuante sobre la extensión bajo las condiciones del apernado, definido por el código ASME como M_0 .

A continuación se muestran las expresiones para obtener la presión efectiva del lado de los tubos:

Si P'_s es positiva, la presión será la de mayor valor absoluto de las dos siguientes:

$$P = \frac{P'_t + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (147)$$

$$P = P'_t + P_{Bt} \quad (148)$$

Cuando P'_s es negativa:

$$P = \frac{P'_t + P'_s + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (149)$$

$$P = P'_t - P'_s + P_{Bt} \quad (150)$$

Con

$$P'_t = P_t \cdot \frac{1+0,4 \cdot J \cdot K \cdot (1,5+f_t)}{1+J \cdot K \cdot F_q} \quad (151)$$

$$f_t = 1 - N \cdot \left(\frac{d_e - 2 \cdot t_t}{G} \right)^2 \quad (152)$$

Siendo G, de nuevo, el diámetro interno de la carcasa.

Cuando $J = 0$:

No se aplican las fórmulas que contiene P_d .

Si tanto P_s como P_t son positivas, puede aplicarse la siguiente expresión:

Cuando se use la expresión anterior en la ecuación del cortante (121) se eliminará el término P_{Bt} .

$$P = P_t + \frac{P_s}{2} \left[\left(\frac{D_j}{G} \right)^2 - 1 \right] + P_{Bt} \quad (153)$$

En determinadas circunstancias, se permite el diseño en base a la acción conjunta de las presiones de la carcasa y los tubos. La presión efectiva diferencial de diseño para espejos fijos será la mayor en valor absoluto de las siguientes:

$$P = P'_t - P'_s + P_{Bt} \quad (154)$$

$$P = \frac{P'_t - P'_s + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (155)$$

$$P = P_{Bs} \quad (156)$$

$$P = \frac{P_{Bs} + P_d}{2} \quad (157)$$

$$P = P'_t - P'_s \quad (158)$$

$$P = \frac{P'_t - P'_s + P_d}{2} \quad (159)$$

$$P = P_{Bt} \quad (160)$$

Cuando $J = 0$ no se aplican las fórmulas que contiene P_d .

Se eliminarán los términos P_{Bt} y P_{Bs} cuando se usen las fórmulas anteriores en la ecuación (121).

7.6.4 Agujeros en el espejo

En la siguiente tabla se muestran los diámetros y tolerancias de los agujeros para los tubos en el espejo.

TUBE HOLE DIAMETERS AND TOLERANCES
(All Dimensions in mm)

Nominal Tube OD	Nominal Tube Hole Diameter and Under Tolerance				Over Tolerance; 96% of tube holes must meet value in column (c). Remainder may not exceed value in column (d)	
	Standard Fit (a)		Special Close Fit (b)			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	(c)	(d)
6.4	6.58	0.10	6.53	0.05	0.05	0.18
9.5	9.75	0.10	9.70	0.05	0.05	0.18
12.7	12.95	0.10	12.90	0.05	0.05	0.20
15.9	16.13	0.10	16.08	0.05	0.05	0.25
19.1	19.30	0.10	19.25	0.05	0.05	0.25
22.2	22.48	0.10	22.43	0.05	0.05	0.25
25.4	25.70	0.10	25.65	0.05	0.05	0.25
31.8	32.11	0.15	32.03	0.08	0.08	0.25
38.1	38.56	0.18	38.46	0.08	0.08	0.25
50.8	51.36	0.18	51.26	0.08	0.08	0.25
63.5	64.20	0.25	64.07	0.10	0.10	0.25
76.2	77.04	0.30	76.89	0.11	0.10	0.25

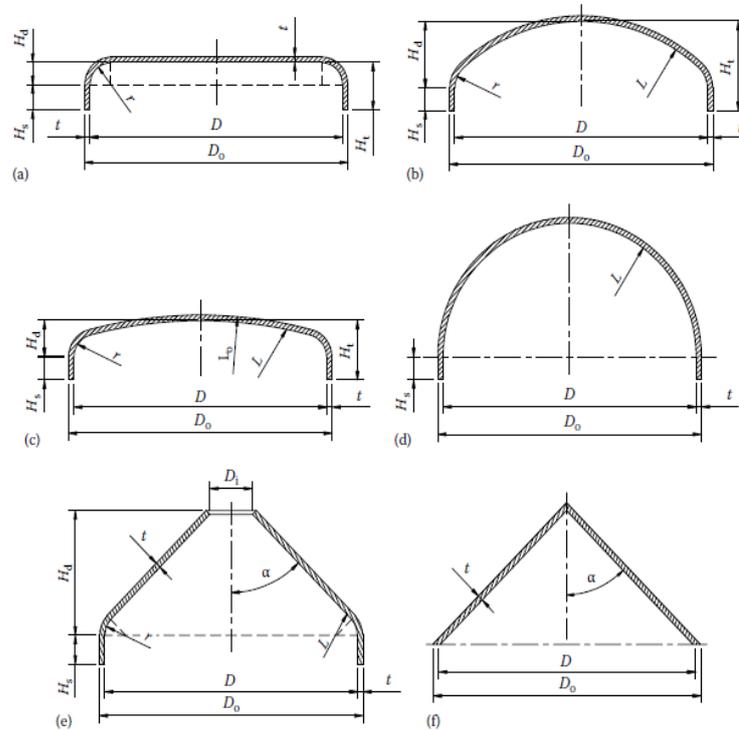
Tabla 28: Diámetros y tolerancias de los agujeros para los tubos en el espejo

7.7 Cubiertas del intercambiador

Existen distintos tipos de cubiertas para recipientes sometidos a presión, que son: cubierta plana, semiesférica, elipsoidal, torisférica, cónica y toricónica.

Estos tipos pueden verse en la Tabla 29.

Tabla 29: Tipos de cubiertas para recipientes sometidos a presión: (a) plana, (b) elipsoidal, (c) toriesférica, (d) semiesférica, (e) toricónica, (f) cónica



7.7.1 Cubierta plana

Las cubiertas planas son fáciles de fabricar en cualquier espesor y son ampliamente utilizadas para bajas y altas presiones. Como este tipo de cubiertas resisten la carga solamente por flexión, su espesor es mayor que el de las cubiertas cilíndricas.

Para cubiertas planas soldables el espesor se calcula con la siguiente expresión:

$$t = d \cdot \sqrt{\frac{C \cdot P}{S \cdot E}} \quad (161)$$

Donde C es un factor que depende del tipo de fijación de la cubierta (Figura 44) y d es el diámetro de la cubierta.

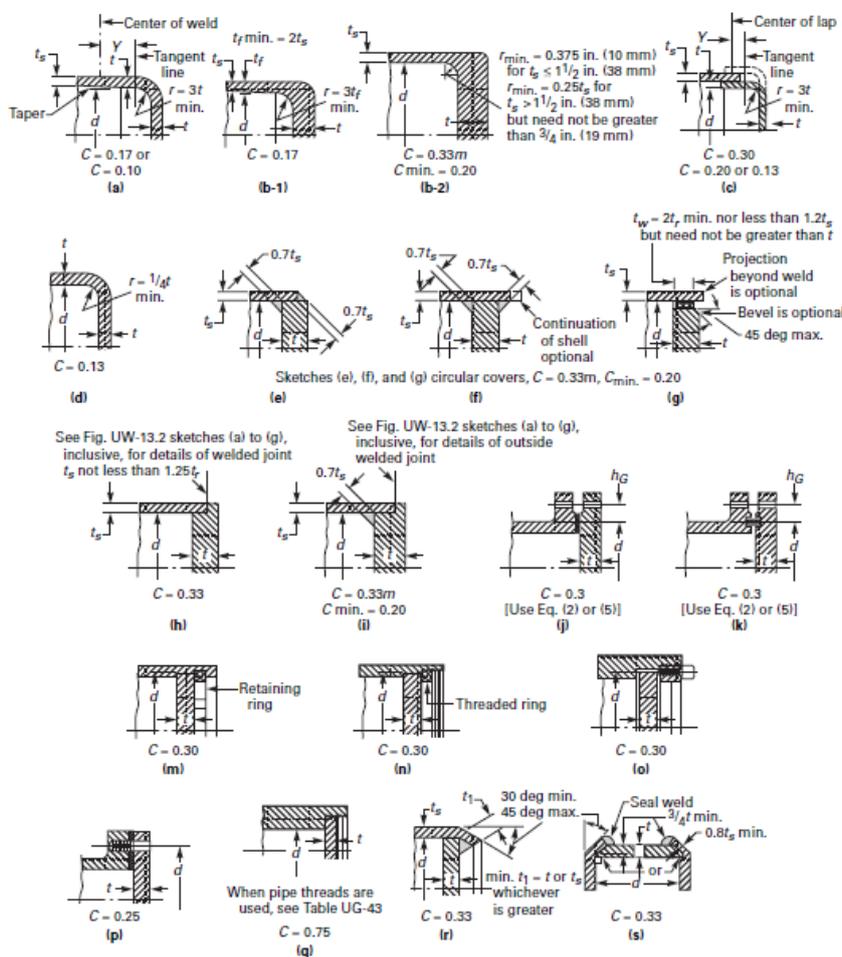


Figura 44: Tipo de uniones de cubierta plana

Para cubiertas unidas mediante pernos la fórmula a aplicar es la siguiente:

$$t = d \cdot \left(\frac{C \cdot P}{S \cdot E} + \frac{1.9 \cdot W \cdot h_g}{S \cdot E \cdot d^2} \right)^{0,5} \quad (162)$$

Donde h_g es el brazo del momento de la junta, como se muestra en la imagen inferior.

W es la carga total en los pernos que en condiciones de operación se calcula por:

$$W = 0,785 \cdot d \cdot 2 \cdot P + 2 \cdot b \cdot \pi \cdot d \cdot m \cdot P \quad (163)$$

Donde b es el ancho de la superficie de contacto de la junta y m es un factor que depende del tipo de junta. Ambos valores pueden obtenerse de las tablas que aparecen a continuación.

Tabla 30: Brazo del momento de la junta

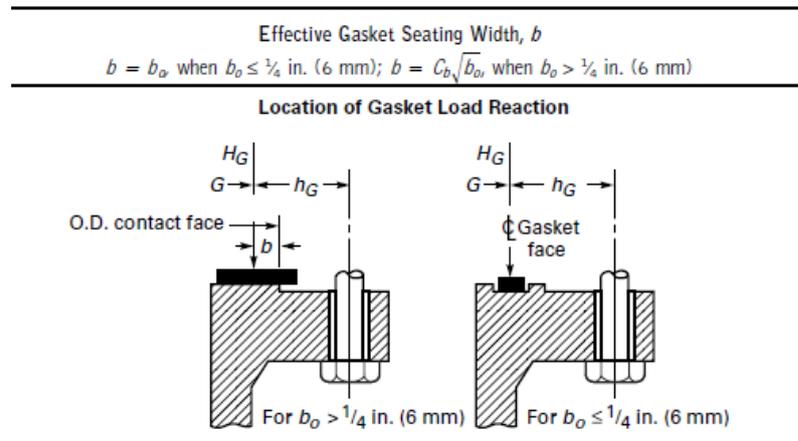


Tabla 31: Factor m según el material de la junta

Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y			
Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi (MPa)	Sketches
Self-energizing types (o rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)	...
Elastomers without fabric or high percent of mineral fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)	
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)	
Mineral fiber with suitable binder for operating conditions: $\frac{3}{8}$ in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)	
$\frac{3}{16}$ in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)	
$\frac{3}{32}$ in. (0.8 mm) thick	3.50	6,500 (45)	
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)	
Elastomers with mineral fiber fabric insertion (with or without wire reinforcement):			
3-ply	2.25	2,200 (15)	
2-ply	2.50	2,900 (20)	
1-ply	2.75	3,700 (26)	
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)	
Spiral-wound metal, mineral fiber filled:			
Carbon	2.50	10,000 (69)	
Stainless, Monel, and nickel-base alloys	3.00	10,000 (69)	
Corrugated metal, mineral fiber inserted, or corrugated metal, jacketed mineral fiber filled:			
Soft aluminum	2.50	2,900 (20)	
Soft copper or brass	2.75	3,700 (26)	
Iron or soft steel	3.00	4,500 (31)	
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5,500 (38)	
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	6,500 (45)	

Tabla 32: Factor m según el material de la junta (continuación)

Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y			
Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi (MPa)	Sketches
Self-energizing types (o rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)	...
Elastomers without fabric or high percent of mineral fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)	
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)	
Mineral fiber with suitable binder for operating conditions: $\frac{3}{8}$ in. (9.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)	
$\frac{1}{4}$ in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)	
$\frac{1}{32}$ in. (0.8 mm) thick	3.50	6,500 (45)	
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)	
Elastomers with mineral fiber fabric insertion (with or without wire reinforcement):			
3-ply	2.25	2,200 (15)	
2-ply	2.50	2,900 (20)	
1-ply	2.75	3,700 (26)	
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)	
Spiral-wound metal, mineral fiber filled:			
Carbon	2.50	10,000 (69)	
Stainless, Monel, and nickel-base alloys	3.00	10,000 (69)	
Corrugated metal, mineral fiber inserted, or corrugated metal, jacketed mineral fiber filled:			
Soft aluminum	2.50	2,900 (20)	
Soft copper or brass	2.75	3,700 (26)	
Iron or soft steel	3.00	4,500 (31)	
Monel or 4%–6% chrome	3.25	5,500 (38)	
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	6,500 (45)	

Tabla 33: Factor m según el material de la junta (continuación)

Gasket Factors m for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress y			
Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y , psi (MPa)	Sketches
Corrugated metal:			
Soft aluminum	2.75	3,700 (26)	
Soft copper or brass	3.00	4,500 (31)	
Iron or soft steel	3.25	5,500 (38)	
Monel or 4%–6% chrome	3.50	6,500 (45)	
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	7,600 (52)	
Flat metal, jacketed mineral fiber filled:			
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)	
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)	
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)	
Monel	3.50	8,000 (55)	
4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)	
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)	
Grooved metal:			
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)	
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)	
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)	
Monel or 4%–6% chrome	3.75	9,000 (62)	
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)	
Solid flat metal:			
Soft aluminum	4.00	8,800 (61)	
Soft copper or brass	4.75	13,000 (90)	
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)	
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)	
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)	
Ring joint:			
Iron or soft steel	5.50	18,000 (124)	
Monel or 4%–6% chrome	6.00	21,800 (150)	
Stainless steels and nickel-base alloys	6.50	26,000 (180)	

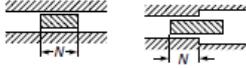
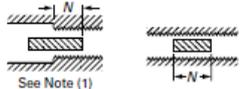
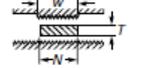
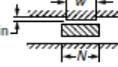
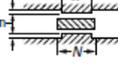
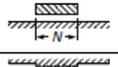
Facing Sketch (Exaggerated)		Basic Gasket Seating Width b_g	
		Column I	Column II
(1a)		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b)	 See Note (1)		
(1c)	 $w \leq N$	$\frac{w+T}{2}, \left(\frac{w+N}{4}\right)_{\max}$	$\frac{w+T}{2}, \left(\frac{w+N}{4}\right)_{\max}$
(1d)	 See Note (1) $w \leq N$		
(2)	 $w \leq N/2$	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
(3)	 $w \leq N/2$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4)	 See Note (1)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5)	 See Note (1)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6)		$\frac{W}{8}$...

Tabla 34: Ancho efectivo de la junta

7.7.2 Cubierta semiesférica

Este tipo de cubiertas son utilizadas en aplicaciones de alta presión, ya que no necesitan un gran espesor.

La expresión para obtener el espesor es la siguiente:

$$t = \frac{P \cdot L}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} \quad (164)$$

7.7.3 Cubierta elipsoidal

Son muy usadas en aplicaciones de baja y media presión.

El espesor se calcula como:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} \quad (165)$$

7.7.4 Cubierta torisférica

La cubierta torisférica es la más usada en la industria, principalmente en bajas presiones.

La fórmula para obtener su espesor es la siguiente:

$$t = \frac{0,855 \cdot P \cdot L}{S \cdot E - 0,1 \cdot P} \quad (166)$$

7.7.5 Cubierta cónica y toricónica

Son usadas para aplicaciones de baja y media presión, generalmente con un ángulo no mayor a 30°.

El espesor se obtiene de la siguiente expresión:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \cos \alpha (S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \quad (167)$$

7.8 Bridas

Existen múltiples tipos de brida, algunos de los cuales se muestran en la Figura 45.

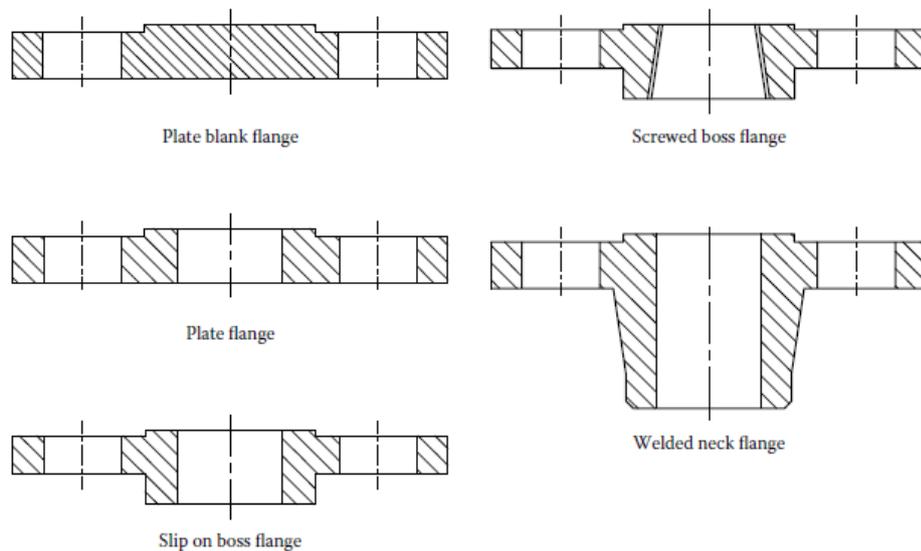


Figura 45: Tipos de brida

7.8.1 Diseño de bridas

El diseño de las bridas es un proceso complejo que requiere de múltiples pasos.

Lo primero es seleccionar el material de las juntas que se van a utilizar y obtener los factores m y e (Tabla 31, 32 o 33).

A continuación se determinan las dimensiones de la junta. En la Figura 46 se muestran los distintos tipos de junta.

Para el diámetro interno de la junta (d_i y B en pulgadas):

$$d_{i_j} = B + 0,01 \quad (168)$$

Donde B es igual al diámetro interno de la carcasa en el caso de bridas con cuello y el diámetro externo de la carcasa en el caso de bridas anulares.

Para el diámetro externo de la junta:

$$\frac{d_{o_j}}{d_{i_j}} = \sqrt{\frac{y - P_D \cdot m}{y - P_D \cdot (1+m)}} \quad (169)$$

Se calcula el ancho de la junta (b):

$$b = \frac{d_{o_j} - d_{i_j}}{2} \quad (170)$$

Se calcula el parámetro b_o (Tabla 31) y el ancho efectivo de la junta, b_e

$$\text{Si } b_o \leq 1/4" \rightarrow b_e = b_o \quad (171)$$

$$\text{Si } b_o > 1/4" \rightarrow b_e = C_b \cdot \sqrt{b_o} \quad (172)$$

Donde C_b es un factor de conversión cuyo valor es de 2,5 para el SI y de 0,5 para el US.

Se obtiene el diámetro de la junta bajo carga, G :

$$\text{Si } b_o \leq 1/4" \rightarrow G = \text{diámetro medio de la junta} \quad (173)$$

$$\text{Si } b_o > 1/4" \rightarrow G = \text{diámetro externo de la junta} - 2b \quad (174)$$

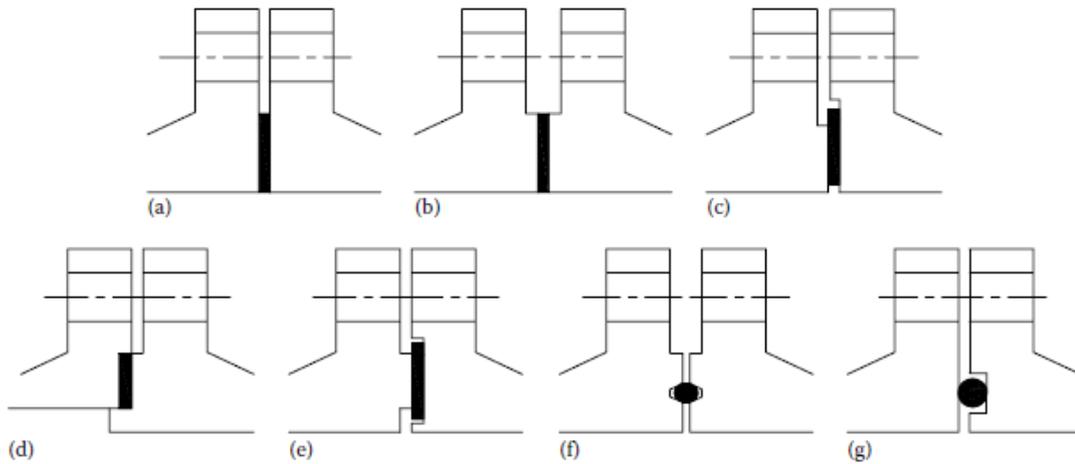


Figura 46: Tipos de juntas: (a) junta de cara plana, (b) de cara levantada, (c) de cara empotrada, (d) confinada, (e) junta tipo macho y hembra, (f) de anillo, (g) junta tórica

Se calcula la carga en los pernos para las condiciones de asiento de la junta (condiciones existentes cuando se ensambla la unión, a presión y temperatura atmosféricas) W_{m2} y de operación W_{m1} :

$$W_{m2} = \pi \cdot b_e \cdot G \cdot y \quad (175)$$

$$W_{m1} = H + Hp \quad (176)$$

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot G^2 \cdot P \quad (177)$$

$$Hp = 2 \cdot \pi \cdot b_e \cdot G \cdot m \cdot P \quad (178)$$

H es la fuerza total hidrostática y Hp es la carga total de compresión en la superficie de contacto.

Se calcula el área de la raíz de los pernos requerida (A_m), que será la mayor de entre estos dos cocientes:

$$\frac{W_{m1}}{S_b} \quad (179)$$

$$\frac{W_{m2}}{S_0} \quad (180)$$

Donde S_b y S_a son, respectivamente, el máximo esfuerzo permisible en los pernos a la temperatura de diseño y a la temperatura ambiente.

Teniendo en cuenta A_m , se obtiene el número de pernos necesarios (normalmente múltiplo de 4) teniendo en cuenta el tamaño mínimo recomendado en las normas TEMA.

Para intercambiadores de tipo R el tamaño mínimo de los pernos es de $\frac{3}{4}$ " (M20), en intercambiadores de tipo C es $\frac{1}{2}$ " (M12) y en los de tipo B $5/8$ " (M16).

Es recomendable que el espaciado máximo entre pernos no sea mayor que 3,5 veces su diámetro.

METRIC BOLTING DATA - RECOMMENDED MINIMUM
(All Dimensions in Millimeters Unless Noted)

Bolt Size d_B	Threads		Nut Dimensions		Bolt Spacing B	Radial Distance R_h	Radial Distance R_r	Edge Distance E	Bolt Size d_B
	Pitch	Root Area (mm ²)	Across Flats	Across Corners					
M12	1.75	72.398	21.00	24.25	31.75	20.64	15.88	15.88	M12
M16	2.00	138.324	27.00	31.18	44.45	28.58	20.64	20.64	M16
M20	2.50	217.051	34.00	39.26	52.39	31.75	23.81	23.81	M20
M22	2.50	272.419	36.00	41.57	53.98	33.34	25.40	25.40	M22
M24	3.00	312.748	41.00	47.34	58.74	36.51	28.58	28.58	M24
M27	3.00	413.852	46.00	53.12	63.50	38.10	29.00	29.00	M27
M30	3.50	502.965	50.00	57.74	73.03	46.04	33.34	33.34	M30
M36	4.00	738.015	60.00	69.28	84.14	53.97	39.69	39.69	M36
M42	4.50	1018.218	70.00	80.83	100.00	61.91		49.21	M42
M48	5.00	1342.959	80.00	92.38	112.71	68.26		55.56	M48
M56	5.50	1862.725	90.00	103.92	127.00	76.20		63.50	M56
M64	6.00	2467.150	100.00	115.47	139.70	84.14		66.68	M64
M72	6.00	3221.775	110.00	127.02	155.58	88.90		69.85	M72
M80	6.00	4076.831	120.00	138.56	166.69	93.66		74.61	M80
M90	6.00	5287.085	135.00	155.88	188.91	107.95		84.14	M90
M100	6.00	6651.528	150.00	173.21	207.96	119.06		93.66	M100

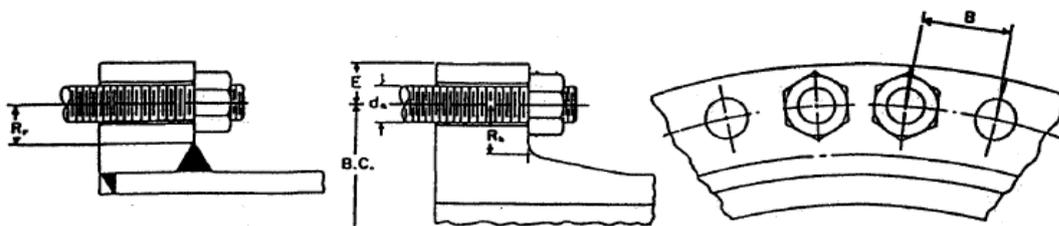


Tabla 35: Mínimos recomendados para pernos

Se calculan distintas fuerzas en la brida y sus respectivos momentos:

$$H_D = \frac{\pi \cdot B^2 \cdot P}{4} \quad (181)$$

$$H_T = H - H_D \quad (182)$$

En condiciones de operación:

$$H_G = W - H \quad (183)$$

En condiciones de asiento de la junta:

$$H_G = W \quad (184)$$

Donde B es el diámetro interno de la brida, H_D la fuerza hidrostática en el área interna de la brida, H_G la carga en la junta y W la carga el mayor valor entre W_{m1} y W_{m2} .

Se calculan los momentos:

$$M_D = H_D \cdot h_D \quad (185)$$

$$M_T = H_T \cdot h_T \quad (186)$$

$$M_G = H_G \cdot h_G \quad (187)$$

Los brazos de los momentos se obtienen de la siguiente tabla:

Tabla 36: Brazos de los momentos para bridas

Moment Arms for Flange Loads under Operating Conditions

Type of Flange	h_D	h_T	h_G
Integral flange	$R + 0.5g_1$	$0.5(R + g_1 + h_G)$	$0.5(C - G)$
Loose or ring flange	$0.5(C - B)$	$0.5(h_D + h_G)$	$0.5(C - G)$
Lap flange	$0.5(C - B)$	$0.5(C - G)$	$0.5(C - G)$

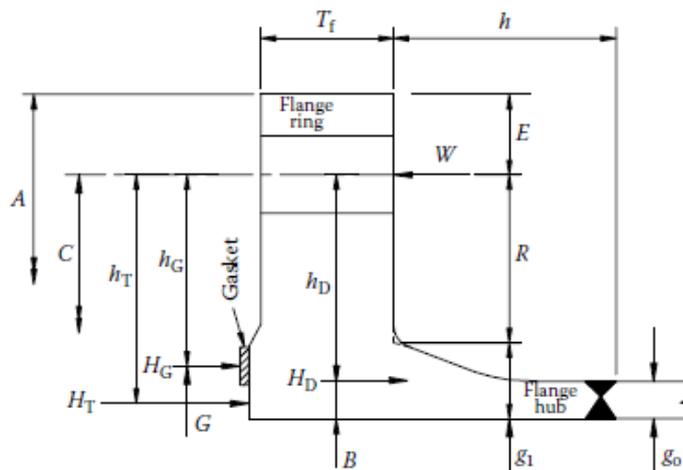


Figura 47: Dimensiones y fuerzas de una brida con cuello

Para las condiciones de operación, el momento total será la suma de los anteriores.

$$M_o = M_D + M_T + M_G \quad (188)$$

Para las condiciones de asiento de la junta el momento total será el siguiente:

$$M'_o = \frac{W \cdot (C - G)}{2} \quad (189)$$

Donde en este caso W es la carga en condiciones de asiento de la junta, calculada como:

$$W = \frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2} \quad (190)$$

A_b : Área neta de un perno.

El siguiente paso es calcular el factor de forma de la brida:

$$K = \frac{A}{B} \quad (191)$$

Donde A es el diámetro externo de la brida y B el interno.

Con ese valor de K se entra en la Figura 43 y se obtienen los parámetros T , U , Y y Z .

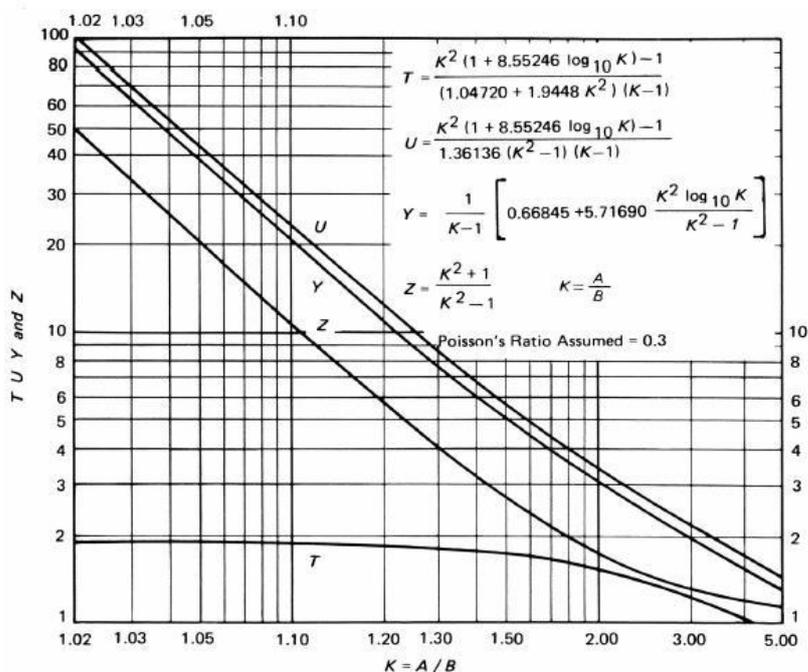


Figura 48: Valores de T , U , Y y Z

El parámetro geométrico E (Figura 47) se saca de la siguiente expresión:

$$E = 0,5 \cdot (A - C) \quad (192)$$

Se calcula el factor h_o :

$$h_o = \sqrt{B \cdot g_o} \quad (193)$$

g_o es el espesor en el extremo y g_1 el espesor en la parte posterior de la brida (Figura 47).

Se calculan los factores d_1 y e :

Para bridas de tipo suelto (sin unión directa entre la brida y la boquilla o carcasa):

$$d_1 = \frac{U \cdot h_o \cdot g_o^2}{V_L} \quad (194)$$

$$e = \frac{F_L}{h_o} \quad (195)$$

Para bridas integrales:

$$d_1 = \frac{U \cdot h_o \cdot g_o^2}{V} \quad (196)$$

$$e = \frac{F}{h_o} \quad (197)$$

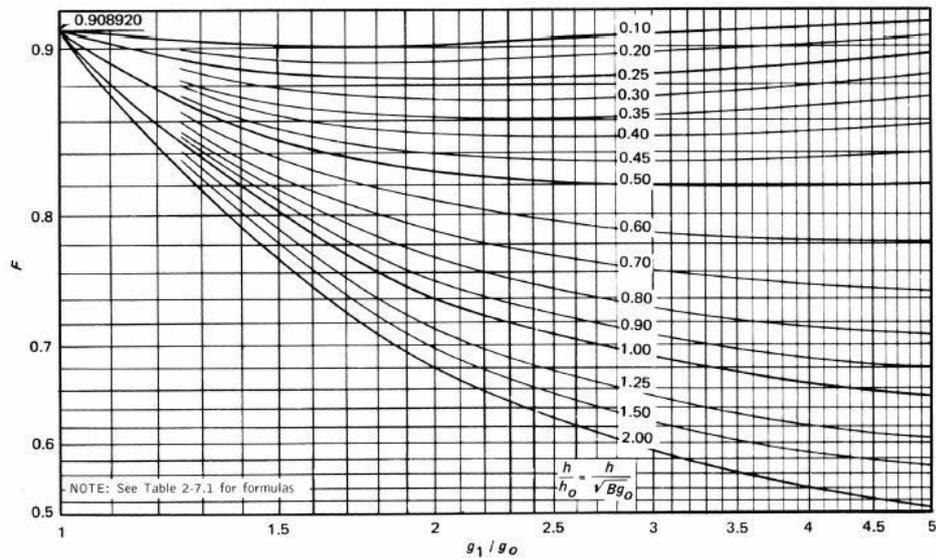


Figura 49: Valores de F , bridas integrales

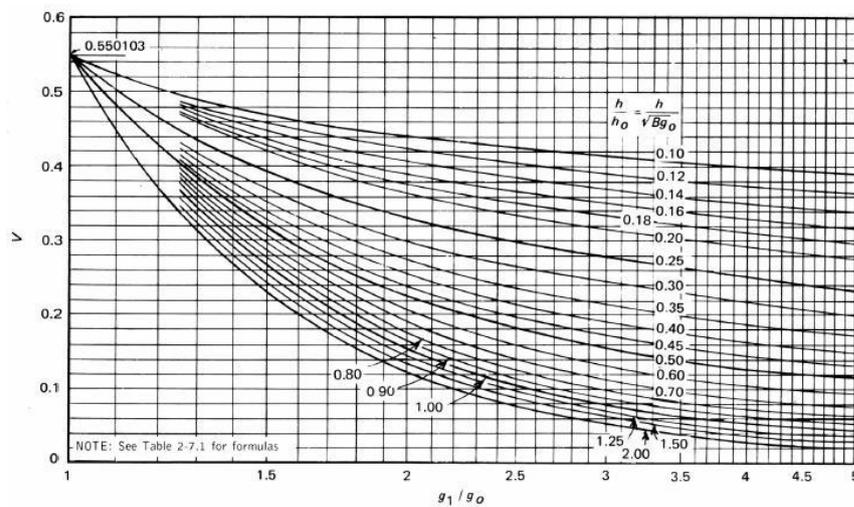


Figura 50: Valores de V , bridas integrales

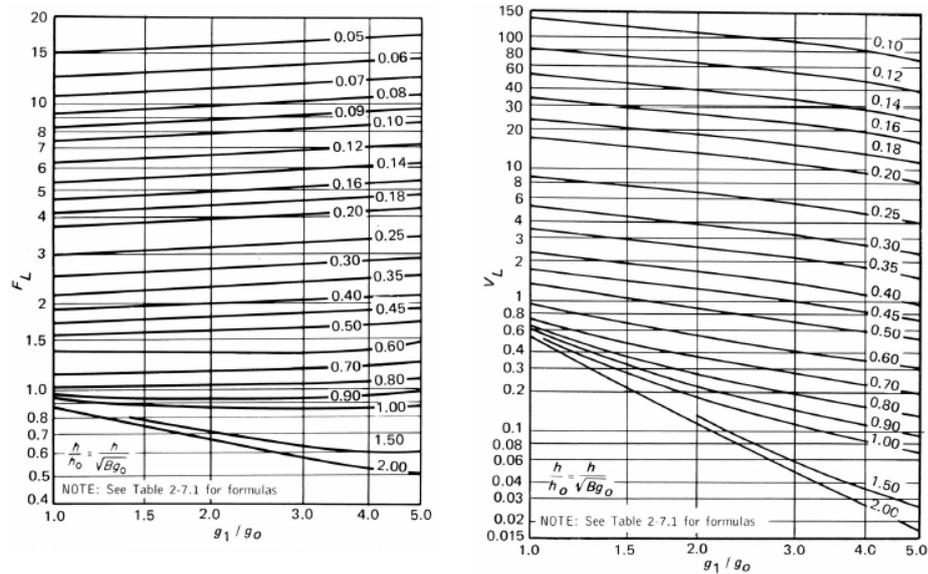


Figura 51: Valores de F_L y V_L , bridas de tipo suelto

Para bridas sin cuello el espesor será el mayor de los siguientes:

$$t = \sqrt{\frac{M_o \cdot Y}{S_f \cdot B}} \quad (198)$$

$$t = \sqrt{\frac{M'_o \cdot Y}{S_f \cdot B}} \quad (199)$$

Donde S_f es el máximo esfuerzo permitido para el material de la brida a la temperatura correspondiente.

Para bridas de tipo suelto e integrales con cuello es necesario calcular los siguientes parámetros:

$$\alpha = te + 1 \quad (200)$$

$$\beta = \frac{3}{4} \cdot te + 1 \quad (201)$$

$$\delta = \frac{t^3}{d_1} \quad (202)$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{t} \quad (203)$$

$$\lambda = \gamma + \delta \quad (204)$$

$$m_o = \frac{M_o}{B} \quad (205)$$

$$m'_o = \frac{M'_o}{B} \quad (206)$$

Se calculan el esfuerzo longitudinal (S_H), el radial (S_R) y el tangencial (S_T) de la brida:

$$S_H = \frac{f \cdot m_o}{\lambda \cdot g_1^2} \quad (207)$$

$$S_R = \frac{(1,33 \cdot t e + 1) \cdot m_o}{\lambda \cdot t^2} \quad (208)$$

$$S_T = \frac{Y \cdot m_o}{t^2} - Z \cdot S_R \quad (209)$$

f es un factor de corrección para bridas integrales.

Para condiciones de asiento de la junta, en las expresiones anteriores se reemplaza m_o por m'_o . Después se calculan los esfuerzos permitidos.

$$S_H = 1,5 \cdot S_f \quad (210)$$

$$S_R = S_f \quad (211)$$

$$S_T = S_f \quad (212)$$

Si los esfuerzos obtenidos con las expresiones (210), (211) y (212) superan a los permitidos, será necesario modificar el espesor.

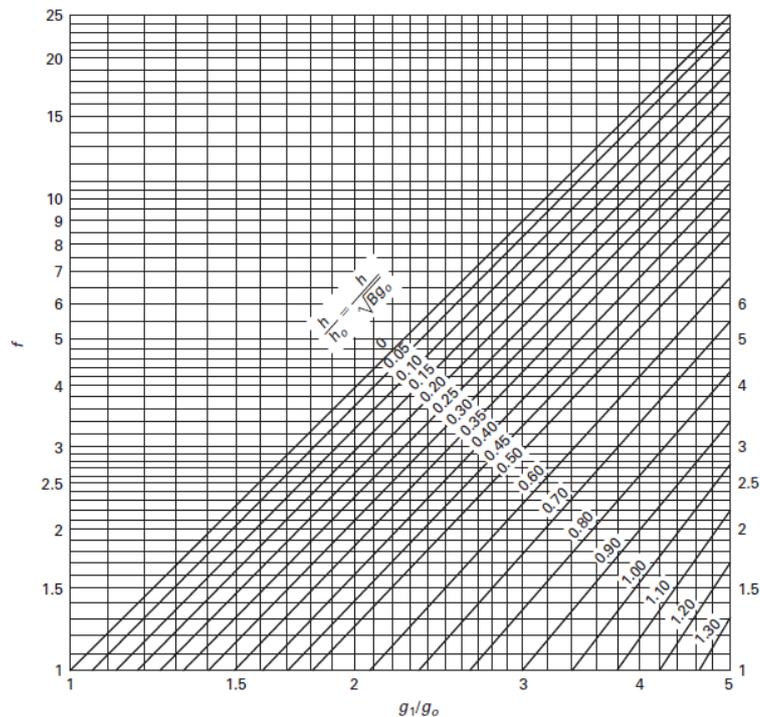


Figura 52: Valores de f

7.9 Boquillas

Las boquillas se unen a la carcasa mediante soldadura y se dimensionan en función de la velocidad de fluido permitida. Su espesor se calcula usando las expresiones para recipientes cilíndricos.

La fórmula que se utilizará será la siguiente:

$$t = \frac{P_D \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_D} \quad (213)$$

Las aperturas existentes en los recipientes sometidos a presión cuentan con refuerzos están debidamente reforzadas. El código ASME en sus secciones que van desde la UG-37 a la UG-42 trata las normas a seguir para el diseño de estos refuerzos.

El requisito básico es que, en torno a la abertura, el recipiente debe reforzarse con una cantidad de metal igual a la que se quitó para hacer la abertura. El refuerzo puede formar parte del recipiente y la boquilla de forma integral o puede ser un parche adicional.

No es necesario reponer la cantidad total de material que se eliminó, solo la cantidad necesaria para soportar la presión interna.

El Área total de la sección transversal requerida para el refuerzo (A_r) no debe ser menor que:

$$A_r > d \cdot t_r \quad (214)$$

Donde d es el diámetro interno de la abertura y t_r el espesor de la carcasa o la cabeza.

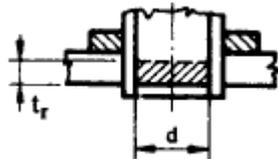


Figura 53: Área de refuerzo requerida

Para calcular la sección de entrada de la boquilla tanto para el agua fría como para el vapor de agua, se volverá a utilizar la ec. (12), pero en vez de para un tubo, para la sección de la boquilla. Entonces para el vapor de agua:

$$\dot{m}_c = u_s \cdot \rho_s \cdot S_B \quad (215)$$

$S_{B1} = S_{B2}$: Sección de las boquillas de entrada del vapor de agua y de salida del vapor ya condensado.

Para el agua fría:

$$\dot{m}_f = u_s \cdot \rho_s \cdot S_B \quad (216)$$

$S_{B3} = S_{B4}$: Sección de las boquillas de entrada y de salida del vapor del agua líquida fría.

7.10 Soportes para intercambiadores horizontales

Los soportes más habituales para soportes verticales son patas, ménsulas o soportes de tipo faldón cilíndrico o cónico.

7.10.1 Patas

Habitualmente el recipiente se apoya en 3 o 4 patas soldadas a la carcasa. Estas patas son perfiles en L-U-I soldados por encima de la línea de soldadura directamente a la carcasa o a una placa de refuerzo soldada sobre el recipiente. Cada pata está fijada al suelo por un perno de anclaje que resiste las cargas de tracción.

El soporte por medio de patas se utiliza en recipientes de altura no superior a 5 m y diámetros no superiores a 3 m. En caso de recipientes mayores se optará por el soporte de tipo faldón o ménsula.

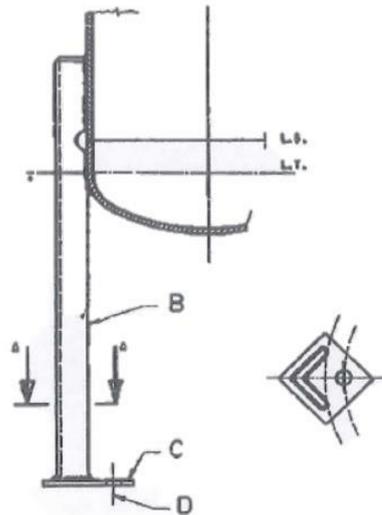


Figura 54: Soporte tipo patas

[http://aula.aguapedia.org/pluginfile.php/10870/mod_resource/content/1/Tema%203.Recipientes%20a%20presi%C3%B3n.pdf]

7.10.2 Ménsula

Este tipo de apoyo se utiliza en recipientes verticales y horizontales que deben soportarse en estructuras portantes. El número de ménsulas suele ser de 2, 4, 8 y rara vez mayor. Al igual que en el caso de apoyo mediante patas, estas chapas pueden ser soldadas directamente a la cubierta del condensador, o a una placa de refuerzo soldada al recipiente.

Para llevar a cabo el dimensionamiento de la ménsula hay que tener en cuenta las cargas a las que va a estar sometida y como se reparten en ella.

Por eso primero se debe calcular las cargas totales (CT) que tendrán que aguantar estos soportes, que en este caso son esencialmente de axiles de compresión, salvo por posibles pequeñas excentricidades de montaje, cuyas consecuencias no van a ser relevantes, dada la altura de las chapas de apoyo:

$$CT = \gamma_f \cdot CP + \gamma_f \cdot CV \quad (217)$$

Siendo CP las cargas permanentes, CV las cargas variables, y γ_f el coeficiente parcial de seguridad para mayoración de cargas, que toma el valor $\gamma_f = 1,35$ para CP , y $\gamma_f = 1,5$ para CV .

El alcance de este TFG se limitaba al condensador, pero al haber tenido el alumno interés por introducirse en el cálculo y dimensionamiento de las estructuras de apoyo, habiendo habido tiempo para ello, se ha realizado un cálculo simplificado de las mismas, siempre del lado de la seguridad. Pues bien, si se desea, para dicho cálculo simplificado puede tomarse $\gamma_f = 1,5$ para todas las cargas, quedándose del lado de la seguridad.

Una vez se tienen las cargas totales (CT), se calculan las cargas en cada apoyo:

$$CA = N_d = \frac{CT}{N_A} \quad (218)$$

Donde:

N_d : Axil de cálculo.

CT : Cargas totales que el condensador supone sobre sus estructuras de apoyo.

CP : Cargas permanentes que el condensador supone sobre sus estructuras de apoyo.

CV : Cargas variables que el condensador supone sobre sus estructuras de apoyo.

CA : Cargas en cada apoyo del condensador.

N_A : Número de apoyos que tiene el condensador.

Una vez se determinan las cargas en cada apoyo, se calcula el espesor mínimo necesario de la chapa vertical de apoyo, que aquí también se denominará ménsula, para abreviar, a partir de la siguiente ecuación:

$$N_u = \frac{f_{yd} \cdot A_m}{w} = \frac{\left(\frac{f_{yk}}{\gamma_f} \right) \cdot A_m}{w} = \frac{\left(\frac{f_{yk}}{\gamma_f} \right) \cdot e \cdot L}{w} \quad (219)$$

Siendo:

N_u : Axil último de agotamiento (compresión máxima que soporta la ménsula).

A_m : Área de la sección de la ménsula.

f_{yk} : Resistencia característica del acero.

γ_m : Coeficiente parcial de seguridad del acero, para estructuras metálicas.

w : Coeficiente de pandeo.

L : Longitud de la ménsula (su altura).

De la fórmula anterior se conocen todos los parámetros menos el coeficiente de pandeo y el espesor de la ménsula.

Se estima el coeficiente w a partir de la tabla 37 donde se relaciona este coeficiente con la esbeltez mecánica de la pieza (λ):

$$\lambda = \frac{\beta \cdot h}{i} \quad (220)$$

β : Coeficiente para el cálculo de la longitud de pandeo; su valor depende de las condiciones de contorno de la ménsula (Figura 56).

h : Altura de la ménsula (en este caso, $h = L$ de la fórmula 219).

i : mínimo radio de giro de la ménsula

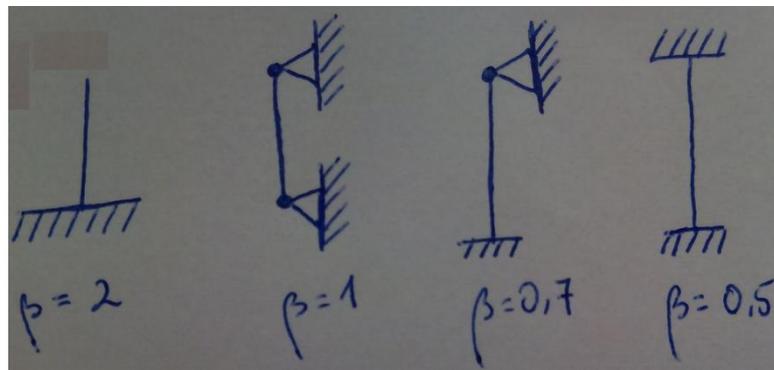


Figura 55: Valores de β en función de las condiciones de contorno de la ménsula

$$i = \sqrt{\frac{I_{1/2}}{A_m}} \quad (221)$$

$I_{1/2}$: es el momento de inercia más pequeño entre I_1 y I_2 , siendo I_1 e I_2 los dos momentos de inercia de la ménsula, según sus dos ejes.

λ	0	50	70	90	150
w	1	1,25	1,5	2	4

Tabla 37: Tabla de la esbeltez mecánica frente al coeficiente de pandeo

Va a ser necesario estimar un valor inicial de w para poder hacer una primera estimación del espesor de la ménsula, o bien, simplemente, establecer sin más un espesor para comenzar los tanteos, y comprobar si es suficiente, o no.

Una vez que tenemos ese valor del espesor hay que comprobar a compresión y pandeo, es decir, verificar que la chapa de acero (la ménsula) va a aguantar el peso del condensador sin generar problemas por causa de un posible pandeo.

Para soportar todo el peso sin pandear, se tiene que cumplir lo siguiente:

$$N_u > CA$$

7.10.3 Faldón

Consisten en un cilindro soldado al fondo del recipiente. En este tipo de apoyo, la carga se reparte uniformemente a lo largo del perímetro de la circunferencia de soldadura, evitando concentraciones de esfuerzos en la envoltura y disminuyendo la presión transmitida al suelo.

Los pernos de anclaje se sitúan a lo largo del perímetro de la circunferencia de apoyo y a una distancia entre 400 y 600 mm, según el tamaño y el número requerido (múltiplo de 4).

Si la presión transmitida sobre el suelo es muy grande o el número requerido de pernos no cabe en la circunferencia del faldón, se realiza un faldón cónico que aumenta el tamaño de ésta. El semiángulo del cono no debe ser mayor a 6°.

Debe incluirse un acceso al interior del faldón (dimensiones mínimas de 600 mm de diámetro) y unas ventilaciones para evitar la acumulación de gases en su parte interna.

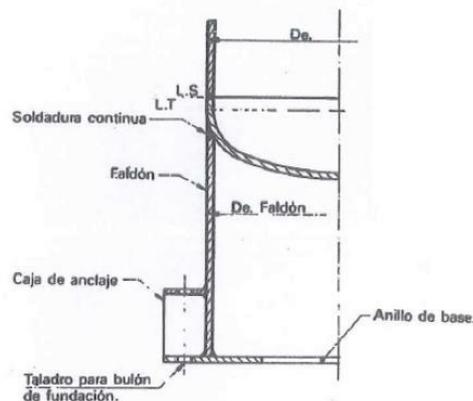


Figura 56: Soporte tipo faldón cilíndrico
[\[http://aula.aguapedia.org/pluginfile.php/10870/mod_resource/content/1/Tema%203.Recipientes%20a%20presi%C3%B3n.pdf\]](http://aula.aguapedia.org/pluginfile.php/10870/mod_resource/content/1/Tema%203.Recipientes%20a%20presi%C3%B3n.pdf)

7.11 Cimentación

Los soportes vistos en el apartado anterior, irán soldados a una placa base que a su vez irá atornillada a la cimentación, con el fin de soportar el condensador. Esto puede verse en el Documento 2, en los planos nº1 y nº6.

En este apartado se procede a hacer el dimensionamiento de esta placa base y de la cimentación. Esta última será una zapata rígida de hormigón armado.

7.11.1 Placa base

Se empieza estimando el área de la placa base (A_p), representado en la figura 57:

$$A_p = A \cdot B \quad (222)$$

Para que el hormigón de la zapata pueda soportar la carga que se le comunica, en la placa se debe cumplir:

$$\frac{CA}{A_p} \leq f_{cd} \quad (223)$$

$$f_{cd} = \frac{f_{ck}}{\gamma_c} \quad (224)$$

f_{cd} : Resistencia del hormigón minorada.

f_{ck} : Resistencia del hormigón.

A partir de la ecuación anterior sacamos el valor de A_p .

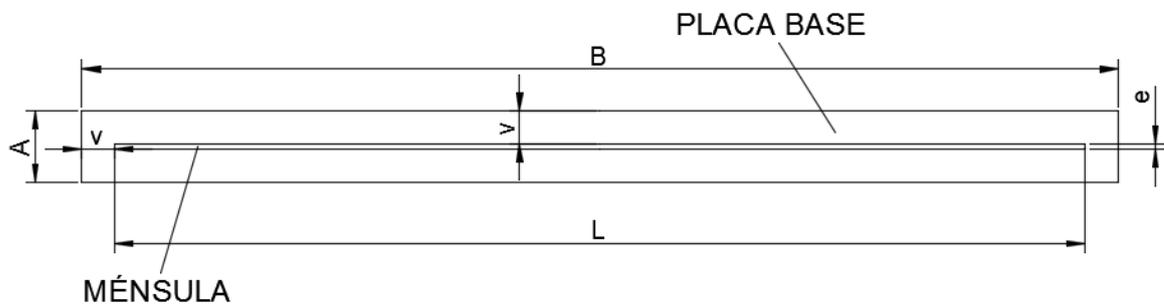


Figura 57: Dimensiones de la placa base

Se va a hacer que el vuelo (v) (distancia de la ménsula a los bordes de la placa, Figura 57) sea el mismo en todas las partes, por lo que sacamos su valor a partir de este simple sistema:

$$B = 2 \cdot v + e \quad (225)$$

$$A = 2 \cdot v + L$$

Siendo e y L las dimensiones (ancho, largo) de la sección de la ménsula. Si el vuelo obtenido es tan pequeño que no permite el anclaje de los pernos o hace que la chapa de acero rompa al ser perforada o al soportar las cargas, se deberá disponer un vuelo mayor.

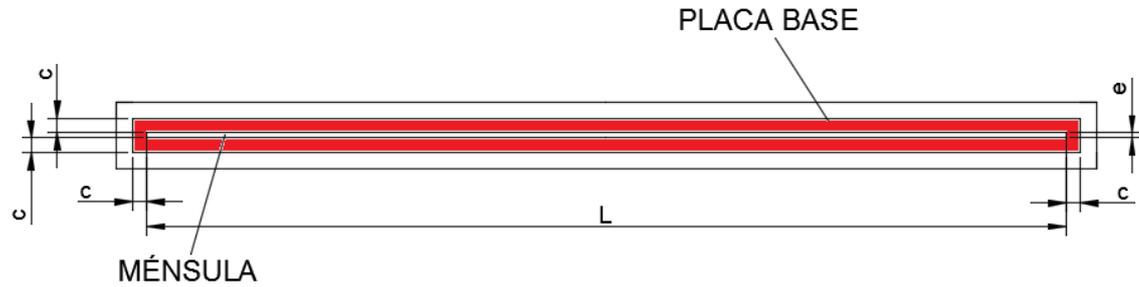
Teniendo en cuenta que los diámetros recomendados de los pernos para este tipo de uso son de $\varnothing = 12 \text{ mm}$ hasta $\varnothing = 20 \text{ mm}$, para evitar los problemas aludidos se recomienda que el vuelo mínimo de la placa base cumpla que:

$$70 \text{ mm} \leq v \leq 120 \text{ mm}$$

Esto puede hacer que las dimensiones de A y B sean mayores que las que resultarían de aplicar la fórmula 223.

Por otro lado, el Eurocódigo EC-3 (estructuras de acero) recomienda suponer que los esfuerzos transmitidos al cimiento están uniformemente repartidos como en la figura 58 (zona sombreada).

Figura 58: Área uniforme de repartición de los esfuerzos



Siendo c el ancho del área eficaz de transmisión de cargas, con valor:

$$c = t \cdot \sqrt{\frac{f_y}{3 \cdot f_{jd}}} \quad (226)$$

Donde:

t : Espesor de la placa base.

f_y : Límite elástico del acero.

f_{jd} : Resistencia portante (de contacto) de la unión, cuyo valor puede estimarse mediante la ecuación:

$$f_{jd} = \frac{2}{3} \cdot f_{cd} = \frac{4}{9} \cdot f_{ck} \quad (227)$$

El resto de la placa fuera de la zona sombreada roja en la Figura 58 no es estrictamente necesaria a efectos de transmisión de esfuerzos, pero puede serlo para disponer los pernos de anclaje.

Como no sabemos el valor de t , por ahora tampoco podemos saber el de c . No obstante, el Eurocódigo EC-3 propone que el momento flector último de la placa base (m_u), por unidad de longitud de la placa vertical de apoyo, se tome igual a:

$$m_u = \frac{t^2 \cdot f_y}{6} \quad (228)$$

Por otro lado, se calcula el momento flector máximo (m_f) que hay en la placa base considerando ésta como un voladizo empotrado en la placa vertical de apoyo, calculando momentos con respecto a la sección A-A de la Figura 59.

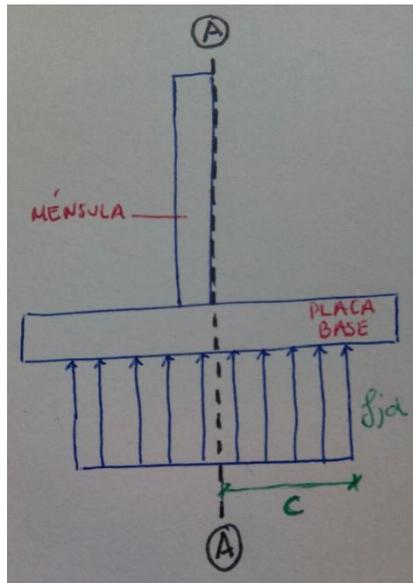


Figura 59: Dibujo de la placa base con la ménsula para calcular el flector

Eso lleva a un momento flector:

$$m_f = f_{jd} \cdot c \cdot \frac{c}{2} \quad (229)$$

Por tanto, debe ser $m_u \geq m_f$, quedando, con las ecuaciones 225 y 228, un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas. En todo caso, se puede suponer un valor de t , calcular c en función de ese t , y luego usar las ecuaciones 225 y 228 para comprobar que:

$$m_u \geq m_f$$

7.11.2 Zapata de hormigón armado

Dependiendo de las cargas que soportará el cimiento y de la tensión admisible del terreno, se necesitará que el cimiento tenga una determinada superficie en planta. Para cargas muy altas o terrenos de escasa capacidad portante esa superficie puede ser muy grande, llevándonos a una zapata combinada que recoja las dos placas verticales de apoyo.

En este caso se ha realizado un tanteo previo, resultando que las cargas no son elevadas y el terreno tiene una tensión admisible favorable, concluyéndose que la superficie necesaria para el cimiento es muy reducida con respecto a la que supondría recoger los dos apoyos del condensador. Por tanto, se ha descartado la idea de una zapata combinada, para ahorrar en costes.

Una vez que se ha decidido cimentar el equipo por medio de dos zapatas aisladas, y de nuevo dependiendo de las cargas que soportará cada zapata y de la tensión admisible del terreno, se necesitará que cada una de dichas zapatas tenga una determinada superficie en planta que, en relación con su canto, nos llevará a zapatas flexibles o rígidas.

También para esto se ha realizado un tanteo previo, resultando que la superficie necesaria para cada zapata es muy reducida con respecto al canto necesario. Por tanto, ha resultado obvio que las zapatas debían ser rígidas, para ahorrar en costes.

Las zapatas flexibles tienen un cálculo relativamente sencillo como voladizos empotrados en la estructura vertical que se apoya sobre ellas, pero las zapatas rígidas se calculan de otra manera, por el método de bielas y tirantes.

Para el dimensionamiento de estas zapatas y de su armadura correspondiente, se sigue este procedimiento:

Lo primero es calcular el área de la zapata. Se trata de un cálculo geotécnico para el cual no se mayoran las cargas, ya que la tensión admisible del terreno se encuentra ya afectada por un coeficiente de seguridad igual a 3. Debe ser:

$$A_z = a \cdot b \geq \frac{\gamma_v \cdot N_k}{\sigma_{adm}} \quad (230)$$

Donde:

A_z : Área de la zapata.

a, b: Dimensiones en planta de la zapata.

σ_{adm} : Tensión admisible del terreno

N_k : Axil característico (sin mayorar).

$\gamma_v = 1,2$: Es un coeficiente que se aplica al axil característico, N_k , para tener en cuenta pequeñas excentricidades, el peso de la tierra sobre la zapata y su propio peso.

Si la zapata es rectangular ($A_z = a \cdot b$), normalmente se fija uno de los dos valores (a o b) y se calcula el otro. En situaciones normales, para estructuras de edificación, suele ser recomendable que la zapata sea cuadrada, pero en este caso, dadas las dimensiones de la chapa de apoyo, debe ser rectangular.

De todas formas, parece oportuno que el vuelo de la zapata por fuera de la placa base sea siempre el mismo en los cuatro lados de la zapata. Esto puede materializarse mediante dos ecuaciones similares a las del sistema definido en la expresión 225.

En otro orden de cosas, el canto mínimo de la zapata se calcula a partir de la ecuación 231, con todas las dimensiones en cm:

$$h \geq 15 \cdot \varnothing^2 + 10 \quad (231)$$

Siendo \varnothing el diámetro de los pernos de anclaje, de forma que con una longitud igual a $15 \cdot \varnothing^2$ aseguremos el anclaje de dichos pernos. Los otros 10 cm son para el recubrimiento, el mallazo inferior de la zapata y el doblado de los pernos. En todo caso, es recomendable un canto mínimo de 40 cm.

Una vez se determina las dimensiones de la zapata, se procede a armarla. Para ello se usa el método de bielas y tirantes. El esquema es el de la figura 60:

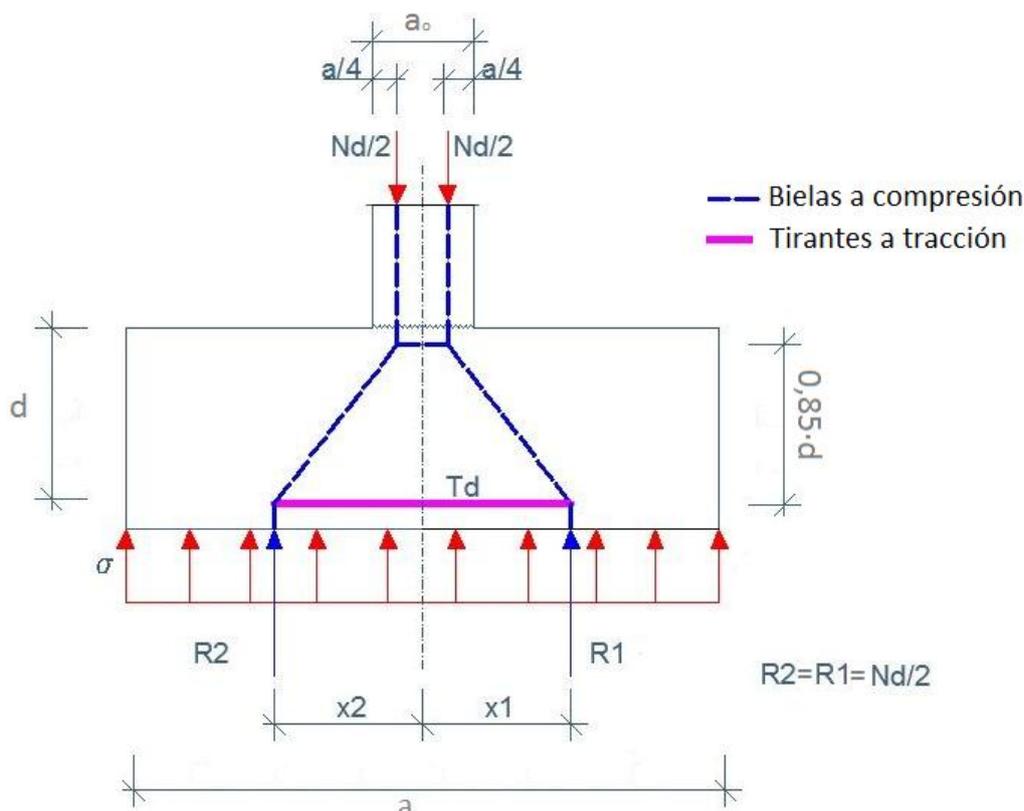


Figura 60: Esquema estructural del armado de la zapata rígida

Debe tenerse en cuenta que el canto útil d es diferente en cada dirección de la zapata. Una solución simplificadora es tomar para d la distancia entre la cara superior de la zapata y la superficie intermedia de los dos armados, y usar este d en ambas direcciones. Por otro lado, por razones de agresividad del medio que rodea a la zapata se deja un recubrimiento de 5 cm. Finalmente, para simplificar el cálculo se va a estimar el canto útil de la zapata por medio de la fórmula 232:

$$d = h - 7\text{cm} \quad (232)$$

Resolviendo el sistema mecánico de bielas y tirantes que se refleja en la Figura 60, resulta que la tracción de cálculo soportada por las armaduras longitudinales de la zapata, paralelas al lado mayor es:

$$T_d = \frac{N_d}{2 \cdot 0,85 \cdot d} \cdot \left(\frac{a}{4} - \frac{a_0}{4} \right) = A_{s,a} \cdot f_{yd} \quad (233)$$

Siendo N_d el axil de cálculo, d el canto útil, a la longitud de la zapata, a_0 la longitud de la chapa de apoyo del condensador, $A_{s,a}$ el área de armadura necesaria en esta dirección, y f_{yd} la resistencia de cálculo del acero.

En el caso del sistema mecánico de bielas y tirantes en la otra dirección, despreciando el espesor de la chapa de apoyo del condensador con respecto al ancho de la zapata, resulta que la tracción de cálculo soportada por las armaduras transversales de la zapata, paralelas al lado menor es:

$$T_d = \frac{N_d}{2 \cdot 0,85 \cdot d} \cdot \left(\frac{b}{4}\right) = A_{s,b} \cdot f_{yd} \quad (234)$$

T_d : Tracción en el tirante.

Con la misma nomenclatura que en la fórmula 233, siendo b el ancho de la zapata y $A_{s,b}$ el área de armadura necesaria en esta dirección.

Con las ecuaciones (233) y (234) determinamos el armado necesario en los sentidos longitudinal y transversal, respectivamente.

En zapatas rígidas, para anclar las armaduras se recomienda, en vez de disponer de patillas, hacerlo mediante barra transversal soldada.

En zapatas rectangulares la armadura paralela al lado mayor (a) se distribuye uniformemente en todo el ancho (lado menor de la zapata: b). Con respecto a la armadura paralela al lado menor:

- Se concentra más armadura en la banda central de ancho $a_1 = b \geq a_o + 2h$, en la cual se dispondrá una armadura, $A_{s,central}$, correspondiente a la fracción $U_{s,central} = U_s \cdot 2 \cdot a_1 / (a + a_1)$, siendo a_o el ancho del pilar, que en este caso es la longitud de la chapa de apoyo, h el canto de la zapata, y $U_{s,central} = A_{s,central} \cdot f_{yd}$.
- El resto de la armadura se dispone uniformemente repartida en sendas bandas laterales.

En este caso particular, al tener a_o un valor muy alto, cercano al de a , la distribución oportuna de las armaduras resulta ser uniforme tanto longitudinal como transversalmente, formando el correspondiente mallazo.

Una vez que se obtiene el área de armadura necesaria, usando la Tabla 38 y escogiendo un diámetro deseado para la armadura, se determina el número de barras que se necesitan y, con ello, la distancia entre ellas.

ϕ	6	8	10	12	14	16	20	25
cm^2	0,30	0,50	0,78	1,13	1,50	2,00	3,14	4,90

Tabla 38: Áreas de barras de armado

Si la zapata no es cuadrada, como es este el caso, hay que colocar debajo las armaduras de mayor vuelo.

Es recomendable que la armadura en una dirección no sea menor del 20% de la armadura en la otra dirección.

En otro orden de cosas, debe armarse con barras de $\Phi 12$ a $\Phi 25$, a un máximo de 30 cm de distancia entre ellas.

Por último siempre hay que comprobar que la armadura (A_s) cumple con la cuantía mínima geométrica y mecánica que establece la Instrucción:

$$\text{Geoméricamente: } \rho = \frac{A_s}{b \cdot (h - 7 \text{ cm})} \geq \rho_{min} = 0,0009 \text{ (para B500)} \quad (235)$$

$$\text{Mecánicamente: } A_s \cdot f_{yd} \geq 0,04 \cdot f_{cd} \cdot b \cdot (h - 7 \text{ cm}) \quad (236)$$

7.12 Aislamiento térmico

Debido a la baja temperatura del aire en el exterior del condensador comparado con la de entrada del vapor de agua (46°C), es posible que se produzca una bajada de temperatura en el vapor antes de conseguirse el cambio de fase. Por eso, es necesario resolver este problema poniendo un aislante que cubrirá la carcasa, la cubierta, las boquillas y las bridas de unión entre carcasa-cubierta, boquilla-cubierta y boquilla-carcasa.

El aislante elegido es la fibra de vidrio, dentro de la familia de los materiales inorgánicos fibrosos, cuyos rangos óptimos de temperaturas de trabajo van desde los 0°C a los 650°C . Para calcular el espesor de aislante necesario se aplica el balance de calor de la Figura 61 a la pared de la carcasa.

La tasa de transferencia de calor que se transfiere por conducción desde el interior de la carcasa hacia el aislante (q_1) es igual al que atraviesa la capa de aislante (q_2) y también es igual al que se transfiere al ambiente por convección (q_3).



Figura 61: Balance de calor para obtener espesor de aislante

Se necesita partir de unas condiciones ambientales y definir la temperatura que se quiere conseguir en la pared externa del canal una vez instalado el aislante. Se diseñará el aislante para que cuando la temperatura ambiente sea de 10°C y la velocidad del aire sea de $0,5 \text{ m/s}$, la temperatura en la pared externa del canal sea 36°C .

q_1 , q_2 y q_3 se calculan como el gradiente de temperaturas entre la resistencia térmica:

$$q_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{metal} \cdot L}{\ln(d_e/d_i)} \cdot (46 - T_{metal}) \quad (237)$$

$$q_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{fv} \cdot L}{\ln(d_e + 2 \cdot e/d_i)} \cdot (T_{metal} - 15) \quad (238)$$

$$q_3 = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot h \cdot (15 - 10) \quad (239)$$

k_{fv} : conductividad térmica de la fibra de vidrio cuyo valor $0,035 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

e : es el espesor de aislante necesario.

h : es el coeficiente de convección externo, que se calcula usando la ecuación de Churchill:

$$\frac{h \cdot d_e}{k_{aire}} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr^{2/3})]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (240)$$

Siendo Re el número de Reynolds para flujo exterior a un cilindro y Pr el número de Prandtl.

8. RESULTADOS DEL DISEÑO TÉRMICO

El objetivo del condensador es transformar el vapor de agua, que entra a una temperatura de 46°C y $0,1 \text{ kPa}$, en agua líquida a 36°C y $0,08 \text{ kPa}$. Para ello se utiliza agua líquida como fluido de intercambio. El agua líquida entrará a 22°C y saldrá a 29°C .

Al principio se optó por un condensador en U con dos pasos por tubo y uno por carcasa. El vapor de agua entraría por la parte superior de la carcasa y saldría por la parte inferior en el estado de agua líquida sub-enfriada, mientras que el agua líquida circularía por el interior de los tubos sin cambiar de estado, sólo aumentando su temperatura. Sin embargo, al tener tanta cantidad de agua líquida por los tubos para condensar el vapor, se necesita poner unas boquillas de entrada y salida de $1,96 \text{ m}$ de diámetro, haciendo que sea muy poco viable un condensador de este tipo, ya que la carcasa por fuera estaría prácticamente toda ocupada por estas boquillas. También se pensó en poner varias boquillas para la entrada y salida de esta agua de enfriamiento, que rodearán las cubiertas del condensador, pero tampoco era muy viable debido a que la circulación de esta agua era mucho más compleja y además, seguíamos teniendo el mismo problema que antes, ya que el diámetro de las boquillas era un poco más pequeño.

Al final, comparando y estudiando varios casos, se llegó a una solución óptima:

Un condensador horizontal de un solo paso por tubo y uno por carcasa (Figura 62). El vapor de agua entrará por dos boquillas situadas en la parte superior de la carcasa y saldrá en el estado de agua líquida sub-enfriada por una boquilla que está en la parte inferior, mientras que el agua líquida de enfriamiento circulará por el interior de los tubos sin cambiar de estado, sólo aumentando su temperatura. Esta agua entrará al condensador por unas boquillas situadas en los laterales de este, es decir, en las cubiertas. Así, se soluciona el problema con dichas boquillas, debido a que estas, obviamente, tienen un diámetro más pequeño que las cubiertas.

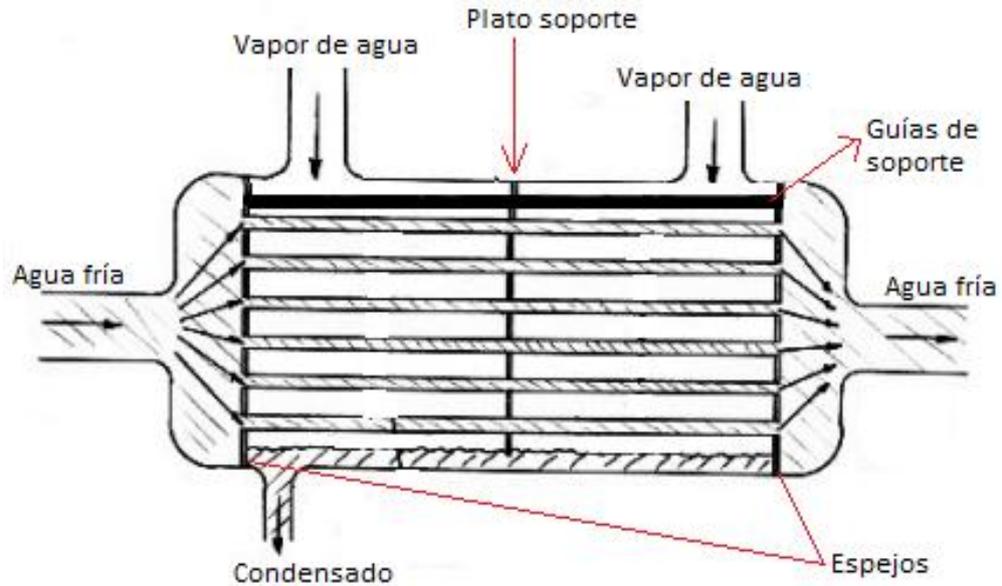


Figura 62: Dibujo de la solución óptima para el diseño del condensador.

A su vez, debido a la longitud de los tubos (5,75 m), es necesario disponer (la tabla 22) de un soporte situado a la mitad de dicha longitud (figura 62), para que aguante de los tubos, y así evitar una posible curvatura de estos. Este será un plato con un diámetro de 2,88m, un poco mayor que el haz de tubos. Este plato soporte tendrá unos orificios para que pasen los tubos, según el apartado 7.5.5 estos huecos tienen que tener 3 mm más de diámetro que los tubos, por lo que serán de 25,3 mm.

El material de los tubos será acero inoxidable AISI S31600 y se ha decidido usar un diámetro externo de tubo de 25 mm (1 pulgada), con un calibre BWG de 18, lo cual implica un diámetro interno de 22,5 mm (0,89 pulgadas). La distribución de los tubos será triangular (30°), con una distancia longitudinal entre los centros de los tubos de 31,75 mm (1,25 pulgadas) y una transversal de 26,11 mm (1,03 pulgadas).

En este caso particular, la parte inferior de la carcasa, tiene una inclinación del 1% para facilitar la salida del agua líquida condensada y sub-enfriada que queda en la parte inferior del condensador.

El diámetro externo de la carcasa será de 2992 mm (117,79 pulgadas) y el interno de 2960 mm (116,53 pulgadas), con un número de tubos de 7528 para la condensación y 114 para el sub-enfriamiento.

Por último, debido a la alta velocidad con la que entra el vapor de agua al condensador, es necesario poner una placa que proteja de un fuerte impacto a los tubos. Esta será una chapa cuadrada de lado igual al diámetro de la boquilla de entrada del vapor de agua (1,92 m) y estará curvada para que pueda colocarse dentro del condensador. El material elegido es acero inoxidable AISI S31600 y estará soldado a dos guías soporte que van de un espejo a otro del condensador. Esto se puede ver bien en la figura 64 y plano nº1 del documento 2 de este trabajo.

Para la realización de los cálculos, las propiedades de los fluidos se han calculado con el programa Engineering Equation Solver (EES).

8.1 Resultados en las condiciones de operación

Temperatura entrada del agua de enfriamiento (°C)	22
Temperatura salida del agua de enfriamiento(°C)	29
Presión entrada del vapor de agua (kPa)	10
Presión salida del vapor de agua (kPa)	8
Temperatura entrada del vapor de agua (°C)	46
Temperatura salida del vapor de agua (°C)	36
Caudal agua de enfriamiento (kg/s)	6133,38
Caudal del vapor de agua (kg/s)	79,53
Potencia del condensador (kW)	179419,68
Diámetro externo de los tubos (mm)	25
Calibre de los tubos	BWG 18
Diámetro interno de los tubos (mm)	22,5
Arreglo de los tubos	Triangular
Distancia transversal entre los centros de los tubos (mm)	26,11
Distancia longitudinal entre los centros de los tubos (mm)	31,75
Número de tubos de condensación (Zona A)	7528
Número de tubos de sub-enfriamiento (Zona B)	114
Número de baffles	0
Longitud de tubos (m)	5,75
Coeficiente de transferencia de calor interno en la Zona A ($W/m^2 \cdot K$)	3088,97
Coeficiente de transferencia de calor interno en la Zona B ($W/m^2 \cdot K$)	3467,02
Coeficiente de transferencia de calor externo en la Zona A ($W/m^2 \cdot K$)	2779,75
Coeficiente de transferencia de calor externo en la Zona B ($W/m^2 \cdot K$)	3120,18
Coeficiente global de transferencia de calor interno en la Zona A ($W/m^2 \cdot K$)	2934,36
Coeficiente global de transferencia de calor interno en la Zona B ($W/m^2 \cdot K$)	3300
Pérdida de carga en los tubos (kPa)	18,22
Pérdida de carga en la carcasa (kPa)	232,08

Tabla 39: Resultados del diseño térmico en las condiciones de operación.

8.2 Vibración de los tubos

La velocidad de referencia del agua en la carcasa, calculada con la ecuación (75), son 3,57 m/s, mientras que la velocidad crítica, ecuación (91) es de 3,71 m/s. Por lo tanto no existirán problemas de inestabilidad fluidoelástica, ya que la velocidad de referencia es inferior a la crítica.

La frecuencia natural del haz de tubos es 40,43 Hz por los 17,19 Hz de la frecuencia de desprendimiento de vórtices. Como la frecuencia natural del haz de tubos es mayor que el doble de la frecuencia de desprendimiento de vórtices este fenómeno no será un problema.

9. RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO

9.1 Tipo de intercambiador

Debido a que no hay una gran diferencia de temperaturas entre el vapor de agua que circula por la carcasa y el agua líquida que circula por los tubos, no es necesario el uso de un intercambiador de espejo flotante que evite excesivas tensiones térmicas. Por eso, se utilizará un espejo que mediante las bridas de unión carcasa-cubierta, permanece fijo entre estas dos partes del condensador.

Este condensador, va a estar trabajando a presiones medias y bajas por lo que se ha optado por un intercambiador de tipo BEM (ver Figura 14), con un arreglo de tubos triangular a 30°, ya que permite una mayor densidad de tubos en menos espacio que la cuadrada.

Debido a que no hay cabezal flotante, no es necesario una gran holgura entre la carcasa y el haz de tubos, por eso se opta por el mínimo necesario impuesto por la norma TEMA para estas determinadas condiciones de uso.

9.2 Carcasa

Como ya se mencionó en el diseño térmico [8], el diámetro interno de la carcasa es de 2960 mm, mientras que el diámetro externo es de 2992 mm.

Debido a su tamaño, la carcasa se conformará a partir de chapa y el material escogido para su construcción es el acero inoxidable AISI S31600. Contiene un 7% de carbono, 17% de cromo, 1% de silicio, 13% de níquel y 2% de molibdeno. Es un acero muy utilizado en condensadores, intercambiadores de calor y recipientes a presión en general debido a su buena resistencia a la corrosión, buena resistencia (dureza), maleabilidad y excelente soldabilidad.

Su máximo valor de esfuerzo permitido para temperaturas menores a 50°C son 138 MPa.

9.2.1 Espesor por presión interna

Para el cálculo del espesor por presión interna, la presión de diseño escogida es de 1 bar (0,1 MPa) y el tipo de junta será a tope por doble cordón de soldadura sin examinar (Tabla 20).

Presión de diseño (MPa)	0,1
Radio interno de la carcasa (mm)	1480
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Efectividad de la junta	0,70
Espesor debido al esfuerzo circunferencial (mm)	3,06
Espesor debido al esfuerzo longitudinal (mm)	0,8

Tabla 40: *Espesor por presión interna*

Debido a las presiones bajas que la carcasa va a soportar, el espesor necesario es muy pequeño. Pero en la tabla 19, de la norma TEMA, donde se representan el espesor mínimo en función del tipo de intercambiador y el diámetro de la carcasa, se obtiene, para este caso, un espesor mínimo de 14,3 mm.

Además, según esta misma norma, hace falta también tener en cuenta un margen por corrosión, haciendo que para este tipo de intercambiador el espesor ha añadir sea de 1,6 mm.

Resultando al final:

Esesor mínimo según norma TEMA (mm)	14,3
Margen por corrosión (mm)	1,6
Esesor mínimo de la carcasa (mm)	15,9
Diámetro interno de la carcasa (mm)	2960
Diámetro externo de la carcasa (mm)	2992

Tabla 41: *Esesor mínimo de la carcasa por presión interna*

9.3 Tubos

El material por el que se ha optado para la fabricación de los tubos para operar a las temperaturas del vapor de agua es el mismo que para la carcasa, el AISI S31600.

Como ya se comentó en el diseño térmico [8], el diámetro exterior de los tubos es de 25 mm y el calibre BWG escogido es 18, que implica un espesor de 1,25 mm.

Además, para asegurar el sub-enfriamiento se han sobredimensionado los tubos un 8%, resultando una longitud al final de 5,75 m.

La presión interna de operación son 2,5 bar (0,25 MPa). Como la presión interna que soportan los tubos va a ser muy superior a la presión externa, solo se realizará la comprobación del espesor por presión interna.

Utilizando la ecuación (114) se comprueba que el espesor elegido es adecuado para soportar la presión interna.

La longitud total de los tubos será la obtenida en el diseño térmico más el espesor de los espejos (ya que esas zonas el agua no tiene contacto con la pared de los tubos).

En este caso debido a que tenemos agua natural tanto en el exterior como en el interior, la resistencia de ensuciamiento es despreciable y por tanto, podemos no ponerla en la expresión del coeficiente global de transmisión de calor.

Diámetro externo de los tubos (mm)	25
Diámetro interno de los tubos (mm)	22,5
Calibre de los tubos	BWG 18
Esesor de los tubos (mm)	1,25
Presión interna de operación (MPa)	0,25
Esesor mínimo por presión interna necesario (mm) (114)	1,23
Longitud de los tubos según diseño térmico (mm)	5280
Sobredimensionamiento de los tubos (%)	8
Longitud de los tubos total según diseño térmico (mm)	5750
Esesor de los espejos (mm)	60
Longitud total de los tubos (mm)	5870

Tabla 42: *Características de los tubos*

El espesor mínimo obtenido son 1,23 mm, por lo tanto los 1,25 mm elegidos anteriormente son válidos.

Por tanto, cada tubo va a tener una longitud de 5870 mm.

9.4 Baffles

Debido a la solución por la que se ha optado al final, en el que el vapor llega al condensador por los dos extremos de la parte superior y sale por un extremo de la parte inferior, haciendo ya un flujo cruzado, no es necesario la implantación de baffles, ya que su principal función, aparte de darle cierta ayuda resistiva al condensador, es la de conseguir este tipo de flujo.

9.5 Espejos

El material de los espejos será el mismo acero empleado para la carcasa y por tanto su esfuerzo máximo será 138 MPa.

El espejo inferior estará fijado entre la carcasa y la cubierta, como se muestra en la Figura 43 (d).

Las normas TEMA recomiendan que el espesor de ambos espejos sea el mismo.

Los resultados referentes al diseño de los espejos se muestran en la siguiente tabla:

Diámetro externo del espejo (mm)	3128
Espesor (mm)	60
Presión de diseño en los tubos (MPa)	0,25
Presión de diseño en la carcasa (MPa)	0,1
Agujeros para los tubos (mm)	25,3
Tolerancia de los agujeros para los tubos (mm)	0,1

Tabla 43: Características de los espejos.

9.6 Cubiertas

La cubierta de ambos lados será de tipo elipsoidal 2:1, es decir, el radio mayor de la elipse es el doble que su radio menor (ver Tabla 29 (b)). En este tipo de cubiertas la altura exterior será cuatro veces inferior al diámetro externo. El material elegido para la construcción de esta cubierta es el acero AISI S31600. Las características de esta cubierta son:

Diámetro interno (mm)	2982,4
Diámetro externo (mm)	2990
Espesor (mm)	3,82
Altura externa (mm)	747,5
Presión de diseño (MPa)	0,25
Eficiencia de la junta	1

Tabla 44: Características de las cubiertas

9.7 Bridas

Debido a las dimensiones y a la presión que deben soportar, las bridas que unen las distintas partes del condensador no pueden ser estándar y deben ser diseñadas. Todas las bridas diseñadas serán bridas sin cuello, con juntas planas y serán unidas a los distintos componentes mediante soldadura. Las bridas serán de cara levantada (Figura 45 (b)) y el material elegido para su construcción es el acero SA-182 F5a, cuyo esfuerzo máximo a temperaturas inferiores a 50°C son 259 MPa. Los pernos serán de acero de aleación SA-574 4140, con un valor de esfuerzo máximo a temperaturas menores a 50°C de 241 MPa.

9.7.1 Brida carcasa-cubierta

La junta utilizada en esta brida será una junta plana de fibra de mineral con aglutinante adecuado a las condiciones de operación. Las características de la brida pueden verse en la Tabla 45 y la Figura 63.

Diámetro interno (mm)	2960
Diámetro externo (mm)	3092
Espesor (mm)	52,5
Presión de diseño (MPa)	0,25
Métrica de los pernos	M30
Diámetro de agujero de perno (mm)	30
Número de pernos	15
Diámetro entre centro de pernos (mm)	3026
Distancia entre el centro de los pernos y el diámetro externo de la brida (mm)	33
Diámetro interno de la junta (mm)	2960
Diámetro externo de la junta (mm)	2996
Factor de la junta m	2
Mínimo esfuerzo de asiento y (MPa)	11

Tabla 45: Características brida de unión carcasa-cubierta

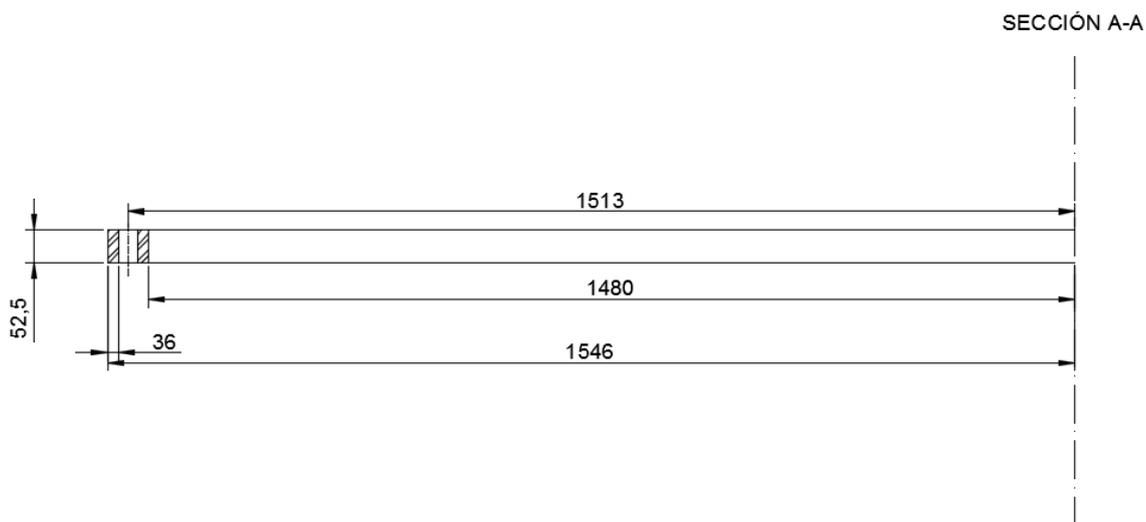


Figura 63: Dimensiones brida de unión carcasa-cubierta

9.7.2 Brida boquilla entrada y salida del agua de enfriamiento

Al igual que en caso anterior, la junta utilizada será una junta plana de fibra de mineral con aglutinante adecuado a las condiciones de operación. Las características de la brida pueden verse en la Tabla 46 y la Figura 64.

Diámetro interno (mm)	1960
Diámetro externo (mm)	2086
Espesor (mm)	40
Presión de diseño (MPa)	0,25
Métrica de los pernos	M30
Diámetro de agujero de perno (mm)	30
Número de pernos	10
Diámetro entre centro de pernos (mm)	2020
Distancia entre el centro de los pernos y el diámetro externo de la brida (mm)	33
Diámetro interno de la junta (mm)	1960
Diámetro externo de la junta (mm)	1990
Factor de la junta m	2
Mínimo esfuerzo de asiento y (MPa)	11

Tabla 46: Características brida boquilla agua de enfriamiento

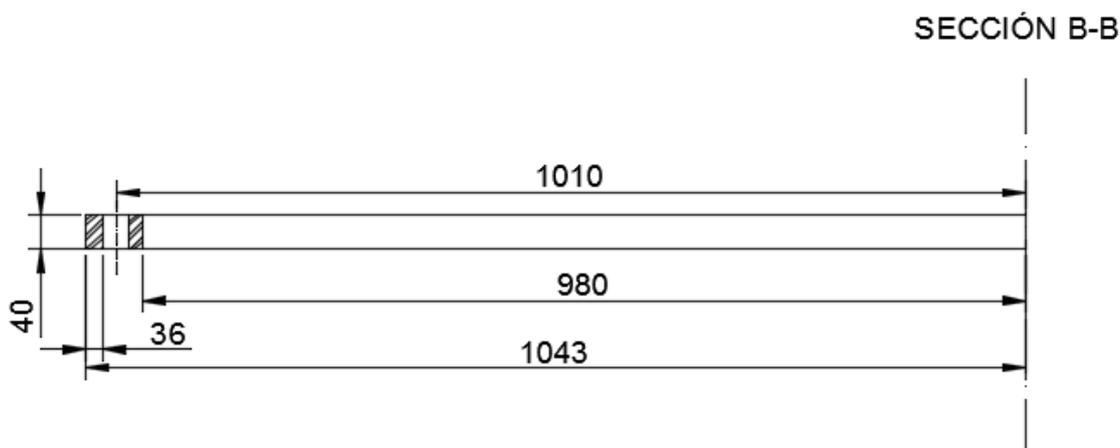


Figura 64: Dimensiones brida boquilla entrada y salida del líquido de enfriamiento

9.7.3 Brida boquilla de entrada del vapor de agua

La junta utilizada en esta brida será una junta plana de material elastómero con alto porcentaje de fibra de mineral. Las características de la brida pueden verse en la Tabla 47 y la Figura 65.

Diámetro interno (mm)	1920
Diámetro externo (mm)	2075
Espesor (mm)	20
Presión de diseño (MPa)	0,1
Métrica de los pernos	M22
Diámetro de agujero de perno (mm)	25
Número de pernos	6

Diámetro entre centro de pernos (mm)	2025
Distancia entre centro del perno y diámetro externo de la brida (mm)	25
Diámetro interno de la junta (mm)	1920
Diámetro externo de la junta (mm)	2000
Factor de la junta m	1
Mínimo esfuerzo de asiento y (MPa)	1,4

Tabla 47: Características brida boquilla de entrada del vapor de agua

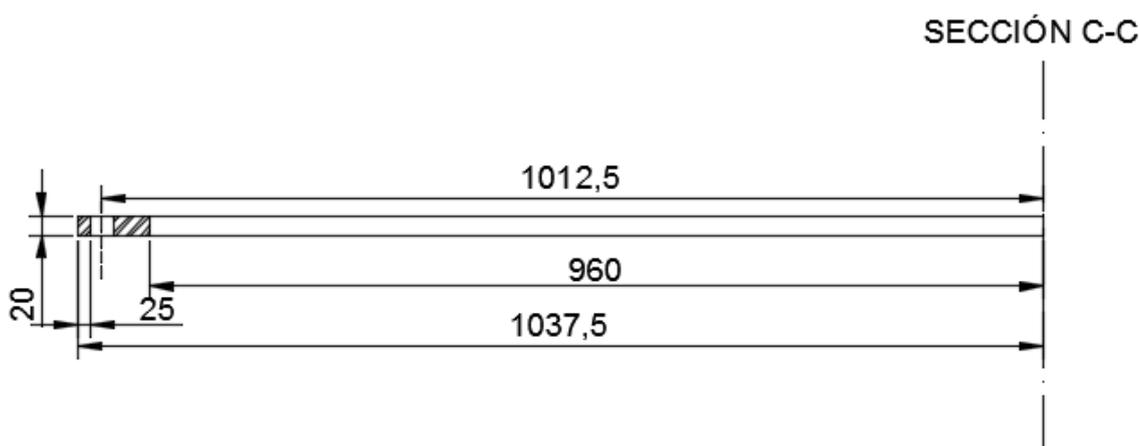


Figura 65: Dimensiones brida boquilla entrada vapor de agua

9.7.4 Brida boquilla de salida del vapor de agua condensado

Al igual que en caso anterior, la junta utilizada será una junta plana de material elastómero con alto porcentaje de fibra de mineral. Las características de la brida pueden verse en la Tabla 48 y la Figura 66.

Diámetro interno (mm)	260
Diámetro externo (mm)	340
Espesor (mm)	10
Presión de diseño (MPa)	0,1
Métrica de los pernos	M16
Diámetro de agujero de perno (mm)	20
Número de pernos	3
Diámetro entre centro de pernos (mm)	300
Diámetro interno de la junta (mm)	260
Diámetro externo de la junta (mm)	280
Factor de la junta m	1
Mínimo esfuerzo de asiento y (MPa)	1,4

Tabla 48: Características brida boquilla de salida del vapor de agua condensado

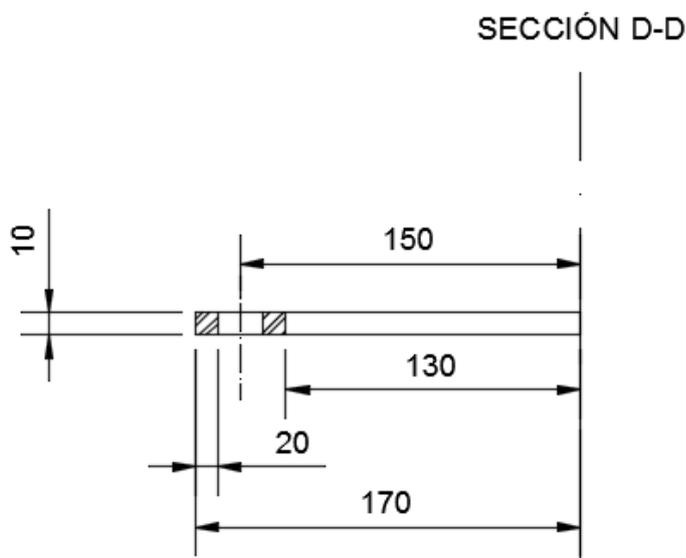


Figura 66: Dimensiones brida boquilla salida vapor de agua condensado

9.8 Boquillas

9.8.1 Boquilla de entrada y salida del agua de enfriamiento

Tanto la entrada como la salida de agua de enfriamiento se diseñarán para que la velocidad del agua no supere los 2 m/s. Los conductos de entrada y salida del agua se construirán de acero AISI S31600.

Estas boquillas estarán situadas en los laterales del condensador, es decir, estarán unidas mediante bridas a cada una de las cubiertas.

Las características de los conductos se muestran en la siguiente tabla:

Diámetro interno (mm)	1960
Diámetro externo (mm)	1980
Espesor mínimo (mm)	3
Espesor (mm)	10
Presión de diseño (MPa)	0,25
Área de refuerzo mínima (mm^2)	7487,2
Caudal másico (kg/s)	6133,38
Velocidad (m/s)	2

Tabla 49: Características boquilla agua de enfriamiento

9.8.2 Boquilla de entrada del vapor de agua

Los conductos de entrada del vapor de agua se construirán también de acero AISI S31600. Debido a la alta velocidad con la que entra el vapor de agua al condensador (220 m/s) es necesario tener una boquilla con una sección de entrada de $5,83 \text{ m}^2$. Por lo que si se pusiera solo una, esta tendría que ser demasiado grande, por lo que se ha optado a poner dos boquillas de 1,92 m de diámetro cada una, situadas cada una de ellas en la parte superior del condensador a 28 cm de las bridas de unión carcasa-cubierta correspondientes.

Las características de los conductos se muestran en la siguiente tabla:

Diámetro interno (mm)	1930
Diámetro externo (mm)	1950
Espesor mínimo (mm)	1
Espesor (mm)	10
Presión de diseño (MPa)	0,1
Área de refuerzo mínima (mm^2)	30687
Caudal másico (kg/s)	79,53
Velocidad (m/s)	220

Tabla 50: Características boquilla de entrada del vapor de agua

9.8.3 Boquilla de salida del vapor de agua condensado

Los conductos de salida del vapor de agua, así como la mayoría del condensador, se construirán de acero AISI S31600.

Esta boquilla estará situada en el lado derecho de la parte inferior de la carcasa del condensador a 28 cm de la brida de unión carcasa-cubierta. Además, se diseñará para que la velocidad de salida del agua no supere los 1,5 m/s.

Las características de los conductos se muestran en la siguiente tabla:

Diámetro interno (mm)	260
Diámetro externo (mm)	280
Espesor mínimo (mm)	0,1
Espesor (mm)	10
Presión de diseño (MPa)	0,1
Área de refuerzo mínima (mm^2)	4134
Caudal másico (kg/s)	79,53
Velocidad (m/s)	1,5

Tabla 51: Características boquilla de salida del vapor de agua condensado

9.9 Peso y altura del condensador

La altura total del condensador asciende a 3,871 m.

El peso total en operación del condensador será la suma del peso de sus componentes y del fluido en su interior. El peso de cada componente y el total aproximado se muestra en la Tabla 52.

Carcasa con bridas(kg)	11186
Tubos (kg)	33395,54
Espejos (kg)	3522,26
Placa protección de la entrada del vapor (kg)	935,48
Cubiertas (kg)	234,82
Agua (kg)	22570,84
Vapor de agua (kg)	384,13
Patas (kg)	2968
Peso total aproximado (kg)	75.197,07

Tabla 52: *Peso del condensador*

9.10 Soporte

Como se ha anticipado, el intercambiador será soportado mediante ménsulas verticales de acero S275, soldadas a unas chapas que hacen de refuerzo y que a su vez, están soldadas a la carcasa del condensador.

El cálculo y diseño de dicha estructura se han simplificado de modo que se asegure que no habrá problemas para soportar el condensador, quedando del lado de la seguridad.

Por otro lado los apoyos no tendrán problemas de dilataciones térmicas debido a que no hay grandes cambios de temperaturas, ni presiones. Tampoco habrá vibraciones, por lo visto en el apartado [6].

La configuración de los apoyos puede verse en los planos nº1, nº6 y nº7 del Documento 2.

Las características de cada una de estas ménsulas se muestran en la Tabla 53.

Altura (mm)	1400
Largo (mm)	2650
$N_d=CA$ (kN)	524,8
i (mm ⁴)	745312,5
Esbeltez mecánica	0,0038
Coefficiente de pandeo	1
N_u (kN)	10410,53
A_m (mm ²)	39750
e (mm)	15

Tabla 53: *Dimensiones del soporte*

9.11 Cimentación

Como se dijo anteriormente, se ha efectuado el dimensionamiento de la placa base y las zapatas de hormigón necesarias para soportar el peso del condensador.

La placa base será de acero S275 mientras que la zapata de hormigón será de HA-25 y armado con barras de acero B-500 SD.

Por otro lado, los pernos de anclaje no van a tener esfuerzos horizontales relevantes, y no trabajan a tracción salvo situaciones accidentales que no se deberían dar, ya que estará el condensador en el interior de una nave industrial.

Por tanto, puesto que los pernos tampoco trabajan a compresión, ya que ese trabajo lo hace la placa base, basta con dimensionar dichos pernos para una sección mínima que no debe ser menor de 4 por mil del área de la placa base. El Eurocódigo recomienda un mínimo de 2,8 por mil pero para quedarse del lado de la seguridad ponemos el valor ya mencionado:

$$A_{pernos,min} = \frac{4 \cdot A_p}{1000} \quad (244)$$

Las dimensiones de la placa base, zapatas y armaduras necesarias se detallan en la tabla siguiente:

Tabla 54: Dimensiones de la placa base, zapata y armaduras

A_p (mm ²)	551850
A (mm)	2900
B (mm)	200
Vuelo de la ménsula respecto placa base (mm)	90
Diámetro de los pernos (mm)	12
$A_{pernos,min}$ (mm ²)	2207,4
Nº pernos	34
Distancia entre pernos (mm)	165
m_u (kN·m/m)	10312,5
m_f (kN·m/m)	10309,45
c (mm)	43
t (mm)	15
A_z (mm ²)	3250000
a (mm)	3600
b (mm)	1000
Vuelo de la zapata respecto soporte (mm)	450
Canto (mm)	400
Número de zapatas rígidas aisladas	2
N_k (kN)	524,8
$A_{s,long}$ (cm ²)	4,84
$A_{s,transv}$ (cm ²)	4,06
Diámetro de las armaduras (mm)	12
Área de las barras de armado longitudinales (cm ²)	5,65
Área de las barras de armado transversales (cm ²)	4,52

Número de barras longitudinales	5
Número de barras transversales	4
Separación de las barras transversales (mm)	134
Separación de las barras longitudinales (mm)	688

Se ha comprobado que se cumple con la cuantía mínima tanto geométrica como mecánica.

9.12 Aislante térmico

Se recubrirá el condensador con un aislante, en este caso se utilizará fibra de vidrio, para que no se produzca ninguna transferencia de calor entre las paredes del intercambiador y el aire del exterior.

A partir de las ecuaciones vistas en el apartado 7.11 para una $T_{metal} = 36^{\circ}\text{C}$, resulta necesario un espesor de 103 mm por todo el condensador, quedando un diámetro total del condensador de 3,202 m.

9.13 Pintura

El condensador se recubrirá con una capa de imprimación y una capa de pintura de poliuretano en un área total de $10,20\text{ m}^2$.

10. CONCLUSIONES

Este proyecto tenía como objetivo el diseño de un condensador con una capacidad de condensación de setenta y nueve con cincuenta y tres kilogramos por segundo de vapor de agua y el dimensionamiento de los apoyos y la cimentación necesaria.

La solución adoptada ha sido un condensador horizontal de un solo paso por tubo y uno por carcasa soportado por dos ménsulas, cada una de ellas soldadas a una placa base, que a su vez, están atornilladas cada una a una zapata aislada de hormigón. Debido a que no hay bajas temperaturas, todos los componentes se diseñaron en acero inoxidable, salvo las ménsulas, la placa base y las armaduras de las zapatas que se han hecho en acero S275. El tipo de condensador elegido ha sido de cubiertas elipsoidales integradas de espejo fijo ya que no va a haber importantes dilataciones térmicas ni presiones altas. También se dispone de una coraza plana de un solo paso que en la parte inferior tiene una leve inclinación de 1% para facilitar la salida del líquido producido por la condensación del vapor de agua. Siguiendo la nomenclatura de las normas TEMA el condensador diseñado es un intercambiador de calor de tipo BEM.

Se han cumplido los objetivos del proyecto, desarrollando detalladamente la metodología utilizada tanto para el diseño térmico como mecánico del condensador así como para el dimensionamiento de los soportes y cimentación y además, elaborando presupuesto y planos necesarios.

Ferrol, Julio de 2016

Fdo:

Julián Canoura Merodio

11. BIBLIOGRAFÍA

- Robert H. Perry, Don W. Green, James O. Maloney. *Perry Manual del ingeniero químico. Sexta edición. Tomo III y IV.* Ed. Mc Graw Hill. 2001.
- Frank P. Incropera, David P. De Witt. *Fundamentos de transferencia de calor.* Ed. Prentice Hall. 1999.
- Tubular exchanger manufacturers association. *Standards of the Tubular exchanger manufacturers association. Ninth edition.* 2007.
- J. R. Backhurst, J. H. Harker. *Process Plant Design.* Ed. Heinemann educational books. 1979.
- José María Sáiz Jabardo, Alberto Arce Ceinos, M^a Isabel Lamas Galdo. *Transferencia de calor.* Ed. Universidade da Coruña Servizo de Publicacións. 2012.
- Eugene F. Megyesy. *Manual de recipientes a presión. Diseño y cálculo.* Ed. Limusa. 1992.
- Alfredo del Caño. Apuntes asignatura *Diseño y construcción de complejos industriales y empresariales.* Escuela Politécnica Superior. Ferrol. 2016.
- Michael J. Moran, Howard N. Shapiro. *Fundamentos de termodinámica técnica.* Segunda edición. 2012.
- Pedro Rufes. *Condensadores.* Primera edición. 2000.
- Lucas Boned del Río. Proyecto fin de carrera *Diseño de un generador de vapor.* Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Madrid. 2013.
- Vanesa Turiel Casado. Proyecto fin de carrera *Diseño y montaje de un condensador de vapor down flow para una central térmica de ciclo combinado.* Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. 2011.
- Diego Torres Arrojo. Proyecto fin de carrera *Diseño de un condensador de vapor axial para una central de ciclo combinado.* Escuela Politécnica Superior. 2012.
- GBH Enterprises Ltd. *Process Engineering Guide: Selection and Design of Condensers.*
- Arrojo J.C., Sánchez R., Romero A., Romana M., Corres G. y García G.. *Números gordos en el proyecto de estructuras.* Editorial Cinter, segunda edición. Madrid. 2011.

- <http://es.slideshare.net/orlandojeanpaul/intercambiador-de-calor>.
- <http://es.slideshare.net/maurochacon1987/intercambiadoresdecalor1>.
- <http://es.slideshare.net/andresitoito/intercambiadores-de-calor-13031365>.
- <http://es.slideshare.net/francisflorentinoortizfuturi/diseo-y-calculo-de-intercambiadores-de-calor>.
- http://www.academia.edu/8655893/PRESENTACION_DE_INTERCAMBIADORES_TUBOS_Y_CARCASAss
- <http://es.slideshare.net/siceaingenieria/codigo-asmeseccion-viii-division-1-a>
- <http://es.slideshare.net/jorgea1990/condensadores-15638643>
- <http://spanish.alibaba.com/product-gs/steam-turbine-condenser-of-the-boiler-544960865.html>
- <http://www.sacome.com/portfolio-view/intercambiadores-tubulares-para-produccion-biodiesel-heat-exchangers-for-biodiesel-production/>
- <http://www.ammci.org.mx/revista/pdf/Numero2/5art.pdf>
- http://www.slideserve.com/conley/principios-fundamentales-ciclos-a-vapor/?utm_source=slideserve&utm_medium=website&utm_campaign=auto+related+lo+ad
- http://www.uhu.es/gabriel.lopez/comun/pract_Rankine.pdf
- <http://utptermodinamica2.blogspot.com.es/2013/11/ciclo-rankine-simple-sobrecalentamiento.html>

DOCUMENTO 1: ANEXO DE CÁLCULOS

ÍNDICE

1. CÁLCULOS DISEÑO TÉRMICO	130
1.1 Datos de partida.....	130
1.2 Propiedades físicas, caudal de agua, área de transferencia y longitud de tubos necesaria.....	130
1.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección externo.....	131
1.4. Coeficiente de transferencia de calor por convección interno.....	132
1.5 Parámetros geométricos de la carcasa y del haz de tubos.....	132
2. CAÍDA DE PRESIÓN.....	133
2.1 Caída de presión en la carcasa	133
2.2 Caída de presión en los tubos	133
3. VIBRACIÓN DEL HAZ DE TUBOS	134
3.1 Velocidad de referencia	134
3.2 Velocidad crítica	134
3.3 Desprendimiento de vórtices.....	135
4. CÁLCULOS DISEÑO MECÁNICO	136
4.1 Carcasa	136
4.2 Tubos.....	136
4.3 Espejos	136
4.4 Cubiertas elipsoidales carcasa	137
4.5 Bidas.....	137
4.5.1 Brida cubierta-carcasa.....	137
4.5.2 Brida boquilla agua de enfriamiento.....	138
4.5.3 Brida boquilla entrada vapor de agua.....	139
4.5.4 Brida boquilla salida vapor de agua condensado.....	140
4.6 Boquillas.....	141
4.6.1 Boquillas del agua de enfriamiento	141
4.6.2 Boquillas de entrada del vapor de agua.....	141
4.6.3 Boquillas de salida del vapor de agua condensado	141
4.7 Soporte.....	141
4.8 Cimentación	142
4.8.1 Placa base.....	142
4.8.2 Zapata de hormigón armado	142
4.9 Aislamiento	143

En el documento de la memoria se ha explicado detalladamente la metodología seguida para la obtención de los resultados necesarios del presente trabajo. En este anexo se muestran los resultados de todos los cálculos y parámetros necesarios para la obtención final de resultados.

1. CÁLCULOS DISEÑO TÉRMICO

1.1 Datos de partida

Temperatura de entrada del vapor de agua (°C)	46
Temperatura de salida del vapor de agua (°C)	36
Temperatura de entrada del agua de enfriamiento (°C)	22
Temperatura de salida del agua de enfriamiento (°C)	29
Caudal de vapor de agua (kg/s)	79,53
Entalpía del vapor de agua (kJ/kg)	2215
Conductividad térmica del acero inoxidable AISI S31600 (W/m ² ·K)	16,3
Diámetro externo de los tubos (mm)	25
Diámetro interno de los tubos (mm)	22,5
Presión operación del agua de enfriamiento(bar)	2,5
Presión de entrada del vapor de agua (bar)	0,1
Presión de salida del vapor de agua (bar)	0,08
Velocidad de agua fría por los tubos (m/s)	2
Velocidad de entrada del vapor de agua (m/s)	220
Velocidad de salida del agua resultante de la condensación (m/s)	1,5
Densidad del vapor de agua (kg/m ³)	0,062
Densidad del agua (kg/m ³)	1000
Calor específico del vapor de agua (kJ/kg·K)	4100
Calor específico del agua (kJ/kg·K)	4179

1.2 Propiedades físicas, caudal de agua, área de transferencia y longitud de tubos necesaria

ZONA A

Potencia del condesador (kW)	176158,95
Caudal másico de agua de enfriamiento (kg/s)	6021,91
Caudal másico de agua de enfriamiento por un tubo (kg/s)	0,8
Número de tubos	7528
Coeficiente global de transferencia de calor interno (W/m ² ·K)	3088,97
Coeficiente global de transferencia de calor externo (W/m ² ·K)	2779,75
Coeficiente global de transferencia de calor medio (W/m ² ·K)	2934,36
Longitud de los tubos (m)	5,28
Sobredimensionamiento de los tubos (%)	8
Longitud total de los tubos (m)	5,75
Área de transferencia de calor interna (m ²)	2809,28
Área de transferencia de calor externa (m ²)	3121,79
Área de transferencia de calor media (m ²)	2965,54

ZONA B

Potencia del condensador (kW)	3260,73
Coefficiente global de transferencia de calor medio ($W/m^2 \cdot K$)	3300
Área de transferencia de calor media (m^2)	48,67
Número de tubos de sub-enfriamiento	114
Caudal másico de agua de sub-enfriamiento (kg/s)	111,47
Caudal másico de agua de sub-enfriamiento por un tubo (kg/s)	0,98
Coefficiente global de transferencia de calor interno ($W/m^2 \cdot K$)	3467,02
Coefficiente global de transferencia de calor externo ($W/m^2 \cdot K$)	3120,18
Longitud total de los tubos (m)	5,75
Área de transferencia de calor interna (m^2)	46,33
Área de transferencia de calor externa (m^2)	51,48

TOTAL

Potencia total (kW)	179419,68
Longitud total de los tubos (m)	5,75
Número total de tubos	7642
Caudal másico de agua de enfriamiento total (kg/s)	6133,38
Diámetro interno de la carcasa (mm)	2960
Arreglo de tubos	Triangular
Distancia transversal entre centros de los tubos (mm)	26,11
Distancia longitudinal entre centros de los tubos (mm)	31,75

1.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección externo

ZONA A

Densidad del vapor de agua (kg/m^3)	0,062
Densidad del agua líquida (kg/m^3)	1000
Conductividad térmica del agua ($W/m \cdot K$)	0,613
Viscosidad dinámica del agua ($N \cdot s/m^2$)	$855 \cdot 10^{-6}$
Número de tubos en una fila	110
Temperatura media del agua ($^{\circ}C$)	20,5
Coefficiente de convección promedio de condensación ($W/m^2 \cdot K$)	2502,03
Caudal de condensación promedio por un solo tubo ($kg/s \cdot m$)	$1,82 \cdot 10^{-3}$
Coefficiente de convección externo ($W/m^2 \cdot K$)	7506,10

ZONA B

Velocidad del agua resultante fuera de los tubos (m/s)	1,5
Viscosidad dinámica del agua resultante ($N \cdot s/m^2$)	$0,8 \cdot 10^{-6}$
C_n	0,85
Número de Reynolds	46875
Número de Nusselt	370,41
Coefficiente de convección externo ($W/m^2 \cdot K$)	9082,45

1.4. Coeficiente de transferencia de calor por convección interno

ZONA A

Caudal másico de agua fría por un tubo (kg/s)	0,8
Número de Reynolds	52948,23
Número de Nusselt	279,95
Coeficiente de convección interno ($W/m^2 \cdot K$)	7627,08

ZONA B

Caudal másico de agua fría por un tubo (kg/s)	0,98
Número de Reynolds	64861,6
Número de Nusselt	329,3
Coeficiente de convección interno ($W/m^2 \cdot K$)	8971,6

1.5 Parámetros geométricos de la carcasa y del haz de tubos

Diámetro del haz de tubos (mm)	2800
Holgura entra la carcasa y el haz de tubos (mm)	160
Área de flujo cruzado (m^2)	2,7
Distancia entre los apoyos para los tubos (m)	3,6
L_{tp} (mm)	31,75
L_{pp} (mm)	31,75
D_{ctl} (mm)	2775
Filas de tubos en flujo cruzado	94
Área de bypass (m^2)	$4,75 \cdot 10^{-3}$
Relación entre área de flujo cruzado y área de bypass	0,002

2. CAÍDA DE PRESIÓN

2.1 Caída de presión en la carcasa

Factor de fricción	0,17
Caída de presión para un banco de tubos ideal (kPa)	78,14
G_s	28,61
$(\varphi_s)^n$	0,54
T_p (°C)	26
R_b	0,99
R_l	1
C_{bp}	3,7
Caída de presión de todas las secciones interiores de flujo cruzado (kPa)	77,36
r_s	0
r_{lm}	0
r_{ss}	0
Caída de presión en las secciones de entrada y salida (kPa)	154,72
Caída de presión total en la carcasa (kPa)	232,08

2.2 Caída de presión en los tubos

Número de pasos por lo tubos	1
Coefficiente de fricción	0,005
Velocidad media del fluido (m/s)	2
Caída de presión total en los tubos (kPa)	18,22

3. VIBRACIÓN DEL HAZ DE TUBOS

3.1 Velocidad de referencia

Diámetro interno de la carcasa (mm)	2960
Diámetro externo del haz de tubos (mm)	2775
a_x	0,21
a_4	1,26
a_5	0,82
a_6	1,48
M	0,85
a_1	1,07
a_2	0
a_3	0
b_1	0,018
b_2	0
b_3	0
a_7	12,85
a_8	1
A	3,28
E	9,21
N_h	0,23
F_h	0,31
A_x	1,31
Velocidad de referencia (m/s)	3,57

3.2 Velocidad crítica

D	3,67
Coefficiente de masa hidrodinámico	4,13
Masa de tubo por unidad de longitud (kg/m)	0,42
λ_n	$1,5 \cdot \pi$
Momento de inercia de un tubo (m^4)	$6,59 \cdot 10^{-9}$
Módulo de elasticidad de los tubos (GPa)	200
Máximo esfuerzo longitudinal en la periferia del haz de tubos (MPa)	4,92
Espesor de un tubo (mm)	1,25
C_t	0,5
Módulo de elasticidad de carcasa y espejo (GPa)	200
K	0,21
Longitud de tubos entre espejos (real)(m)	5,87
F_q	1
J	0
f_s	0,45
f_t	0,56
ΔL (mm)	5340
$\alpha_t = \alpha_t$ (°C)	0,06
P'_t (MPa)	0,242
P'_s (MPa)	0,05

P_d (MPa)	0
P_2 (MPa)	0,102
P_3 (kPa)	4,5
P_t^* (MPa)	0,102
F_a (N)	490
F_{cr} (N)	10416,46
A_t (m^2)	$9,33 \cdot 10^{-5}$
χ_β	1,02
Frecuencia natural del haz de tubos (Hz)	40,43
Velocidad crítica (m/s)	3,71

3.3 Desprendimiento de vórtices

Número de Strouhal	0,32
Velocidad del vapor de agua (m/s)	220
Frecuencia de desprendimiento de vórtices (Hz)	17,19

4. CÁLCULOS DISEÑO MECÁNICO

4.1 Carcasa

Presión de diseño (MPa)	0,1
Radio interno (mm)	1480
Eficiencia de la junta	0,7
Máximo esfuerzo longitudinal (MPa)	$138 \cdot 10^6$
Espesor debido al esfuerzo circunferencial (mm)	3,06
Espesor debido al esfuerzo longitudinal (mm)	0,8
Espesor mínimo según norma TEMA (mm)	14,3
Margen por corrosión (mm)	1,6
Espesor final de la carcasa (mm)	15,9
Diámetro externo de la carcasa (mm)	2992

4.2 Tubos

Presión de diseño (MPa)	0,25
Radio interno (mm)	1480
Eficiencia de la junta	1
Máximo esfuerzo longitudinal (MPa)	138
Espesor mínimo requerido (mm)	1,23
Calibre de los tubos	BWG18
Espesor de los tubos (mm)	1,25

4.3 Espejos

Presión diseño en la carcasa (MPa)	0,1
Presión diseño en los tubos (MPa)	0,25
F	1
G (mm)	2960
D_{ctl} (mm)	2775
η	0,51
Presión efectiva para flexión (MPa)	0,25
Presión efectiva para cortante (MPa)	0,264
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Espesor debido a la flexión (mm)	60
Espesor debido al cortante (mm)	7,7
Diámetro agujero del espejo (mm)	25,3

4.4 Cubiertas elipsoidales carcasa

Presión de diseño (MPa)	0,25
Diámetro (mm)	2992
Eficiencia de la junta	0,7
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Espesor mínimo (mm)	3,82

4.5 Bridas

4.5.1 Brida cubierta-carcasa

Presión de diseño (MPa)	0,25
Mínimo esfuerzo de asiento de la junta (MPa)	11
Factor de la junta	2
Diámetro interno de la junta (mm)	2960
Diámetro externo de la junta (mm)	2996
Ancho de la junta (mm)	18
b_o (mm)	9
Ancho efectivo de la junta (mm)	7,5
G (mm)	2981
H (MN)	1,75
H_p (kN)	70,24
Carga en los pernos en condiciones de asiento (kN)	772,62
Carga en los pernos en condiciones de operación (MN)	1,82
Esfuerzo máximo del material de los pernos (MPa)	241
Área de la raíz de los pernos requerida (mm^2)	7551,87
Métrica de los pernos elegida	M30
Área de la raíz de un perno (mm^2)	502,695
Número de pernos	16
Diámetro entre centros de los pernos (mm)	3026
Distancia entre centro de un perno y el diámetro externo de la brida (mm)	33
H_D (MN)	1,72
H_T (MN)	0,03
H_G (MN)	0,07
h_D (m)	0,03
h_T (m)	0,023
h_G (m)	0,019
M_D (N·m)	51600
M_T (N·m)	690
M_G (N·m)	1330
Momento total en condiciones de operación (N·m)	53620
Carga en condiciones de asiento (MN)	1,88
Momento total en condiciones de asiento (N·m)	35720
K	1,05
Y	39,43
Máximo esfuerzo del material de la brida (MPa)	259
Espesor mínimo (mm)	52,5

4.5.2 Brida boquilla agua de enfriamiento

Presión de diseño (MPa)	0,25
Mínimo esfuerzo de asiento de la junta (MPa)	11
Factor de la junta	2
Diámetro interno de la junta (mm)	1960
Diámetro externo de la junta (mm)	1990
Ancho de la junta (mm)	15
b_o (mm)	7,5
Ancho efectivo de la junta (mm)	6,9
G (mm)	1976
H (MN)	0,77
H_p (MN)	0,43
Carga en los pernos en condiciones de asiento (kN)	471,17
Carga en los pernos en condiciones de operación (MN)	1,2
Esfuerzo máximo del material de los pernos (MPa)	241
Área de la raíz de los pernos requerida (mm^2)	4979,25
Métrica de los pernos elegida	M30
Área de la raíz de un perno (mm^2)	502,695
Número de pernos	12
Diámetro entre centros de los pernos (mm)	2020
Distancia entre centro de un perno y el diámetro externo de la brida (mm)	33
H_D (MN)	0,75
H_T (MN)	0,02
H_G (MN)	0,43
h_D (m)	0,03
h_T (m)	0,023
h_G (m)	0,019
M_D (N·m)	22500
M_T (N·m)	460
M_G (N·m)	8170
Momento total en condiciones de operación (N·m)	31130
Carga en condiciones de asiento (MN)	1,32
Momento total en condiciones de asiento (N·m)	25080
K	1,08
Y	25
Máximo esfuerzo del material de la brida (MPa)	259
Espesor mínimo (mm)	40

4.5.3 Brida boquilla entrada vapor de agua

Presión de diseño (MPa)	0,1
Mínimo esfuerzo de asiento de la junta (MPa)	1,4
Factor de la junta	1
Diámetro interno de la junta (mm)	1920
Diámetro externo de la junta (mm)	2000
Ancho de la junta (mm)	40
b_o (mm)	20
Ancho efectivo de la junta (mm)	35
G (mm)	1930
H (MN)	0,29
H_p (kN)	42,44
Carga en los pernos en condiciones de asiento (MN)	0,29
Carga en los pernos en condiciones de operación (MN)	0,33
Esfuerzo máximo del material de los pernos (MPa)	241
Área de la raíz de los pernos requerida (mm^2)	1369,3
Métrica de los pernos elegida	M22
Área de la raíz de un perno (mm^2)	272,419
Número de pernos	8
Diámetro entre centros de los pernos (mm)	2025
Distancia entre centro de un perno y el diámetro externo de la brida (mm)	20
H_D (MN)	0,28
H_T (MN)	0,01
H_G (MN)	0,04
h_D (m)	0,022
h_T (m)	0,017
h_G (m)	0,014
M_D (N·m)	6160
M_T (N·m)	170
M_G (N·m)	560
Momento total en condiciones de operación (N·m)	6890
Carga en condiciones de asiento (MN)	0,42
Momento total en condiciones de asiento (N·m)	5880
K	1,11
Y	18,58
Máximo esfuerzo del material de la brida (MPa)	259
Espesor mínimo (mm)	20

4.5.4 Brida boquilla salida vapor de agua condensado

Presión de diseño (MPa)	0,1
Mínimo esfuerzo de asiento de la junta (MPa)	1,4
Factor de la junta	1
Diámetro interno de la junta (mm)	260
Diámetro externo de la junta (mm)	280
Ancho de la junta (mm)	10
b_o (mm)	5
Ancho efectivo de la junta (mm)	6
G (mm)	268
H (kN)	5,64
H_p (kN)	1,01
Carga en los pernos en condiciones de asiento (kN)	70,72
Carga en los pernos en condiciones de operación (kN)	6,65
Esfuerzo máximo del material de los pernos (MPa)	241
Área de la raíz de los pernos requerida (mm^2)	293,46
Métrica de los pernos elegida	M16
Área de la raíz de un perno (mm^2)	138,324
Número de pernos	4
Diámetro entre centros de los pernos (mm)	300
Distancia entre centro de un perno y el diámetro externo de la brida (mm)	20
H_D (N)	5309,3
H_T (N)	331,75
H_G (N)	1431,31
h_D (m)	0,015
h_T (m)	0,0115
h_G (m)	0,0095
M_D (N·m)	79,64
M_T (N·m)	3,82
M_G (N·m)	13,6
Momento total en condiciones de operación (N·m)	97,06
Carga en condiciones de asiento (kN)	102,03
Momento total en condiciones de asiento (N·m)	969,32
K	1,3
Y	7,54
Máximo esfuerzo del material de la brida (MPa)	259
Espesor mínimo (mm)	10

4.6 Boquillas

4.6.1 Boquillas del agua de enfriamiento

Presión de diseño (MPa)	0,25
Sección de entrada (m^2)	3
Diámetro interno (mm)	1960
Radio interno (mm)	980
Eficiencia de la junta	0,7
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Espesor mínimo (mm)	3
Área de refuerzo (mm^2)	7487,2

4.6.2 Boquillas de entrada del vapor de agua

Presión de diseño (MPa)	0,1
Sección de entrada (m^2)	5,83
Diámetro interno (mm)	1930
Radio interno (mm)	965
Eficiencia de la junta	0,7
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Espesor mínimo (mm)	1
Área de refuerzo (mm^2)	30687

4.6.3 Boquillas de salida del vapor de agua condensado

Presión de diseño (MPa)	0,1
Sección de entrada (m^2)	0,05
Diámetro interno (mm)	260
Radio interno (mm)	130
Eficiencia de la junta	0,7
Máximo esfuerzo del material (MPa)	138
Espesor mínimo (mm)	0,1
Área de refuerzo (mm^2)	4134

4.7 Soporte

Altura (mm)	1400
Largo (mm)	2650
CP (kN)	522,42
CV (kN)	229,54
CT (kN)	1049,59
$N_d=CA$ (kN)	524,8
f_{yd} de la chapa de acero (MPa)	275
γ_m	1,05
Coeficiente de pandeo	1

I_1 (mm ⁴)	2,33·10 ¹⁰
I_2 (mm ⁴)	745312,5
i (mm ⁴)	745312,5
Esbeltez mecánica	0,0038
β	2
N_u (kN)	10410,53
A_m (mm ²)	39750
e (mm)	15

4.8 Cimentación

4.8.1 Placa base

A_p (mm ²)	418500
$N_d=CA$ (kN)	524,8
A (mm)	2900
B (mm)	200
Vuelo (mm)	900
$A_{pernos,min}$ (mm ²)	2207,4
Nº pernos	34
Distancia entre pernos (mm)	165
A_{pernos} (mm ²)	2461,46
f_{jd} (MPa)	11,11
f_y (MPa)	261,9
m_u (kN·m)	10312,5
m_f (kN·m)	10309,45
c (mm)	43
t (mm)	15

4.8.2 Zapata de hormigón armado

A_z (mm ²)	3250000
a (mm)	3600
b (mm)	1000
σ_{adm} (kN/m ²)	200
N_k (kN)	524,8
Vuelo de zapata respecto soporte (mm)	450
Canto mínimo (mm)	316
Canto (mm)	400
d (mm)	330
$T_{d,long}$ (kN)	210,48
$T_{d,transv}$ (kN)	830,23
$A_{s,long}$ (cm ²)	4,84
$A_{s,transv}$ (cm ²)	4,06
Diámetro de las armaduras (mm)	12
Área de las barras longitudinales de armado (cm ²)	5,65
Área de las barras transversales de armado (cm ²)	4,21
Número de barras longitudinales	5

Número de barras transversales	4
Separación de las barras transversales (mm)	134
Separación de las barras longitudinales (mm)	688
Cuantía mínima geométrica	0,0016
Cuantía mínima mecánica (kN)	201,34

4.9 Aislamiento

Temperatura del aire (°C)	10
Temperatura de la pared exterior (°C) (con aislante)	15
Temperatura de la pared interna del metal (°C)	46
Diámetro externo (mm)	2990
Diámetro interno (mm)	2960
Velocidad del aire (m/s)	0,5
Conductividad térmica del aire (W/m·K)	0,024
Densidad del aire (kg/m ³)	1,252
Calor específico del aire (J/kg·K)	1006
Viscosidad dinámica del aire (kg/m·s)	$1,75 \cdot 10^{-5}$
Prandtl del aire	0,793
Nusselt	207,5
Coeficiente de convección externa del aire (W/m ² · K)	1,28
Conductividad térmica de la fibra de vidrio (W/m·K)	0,035
Conductividad térmica del acero (W/m·K)	16,3
Tasa de transferencia de calor por metro (W/m)	60,11
Temperatura de la pared externa del metal (°C)	36
Espesor del aislante (mm)	103

DOCUMENTO 2: PLANOS

ÍNDICE

PLANO 1: Corte transversal del condensador

PLANO 2: Brida de unión carcasa-cubierta

PLANO 3: Brida de la boquilla de la entrada y salida del agua de enfriamiento

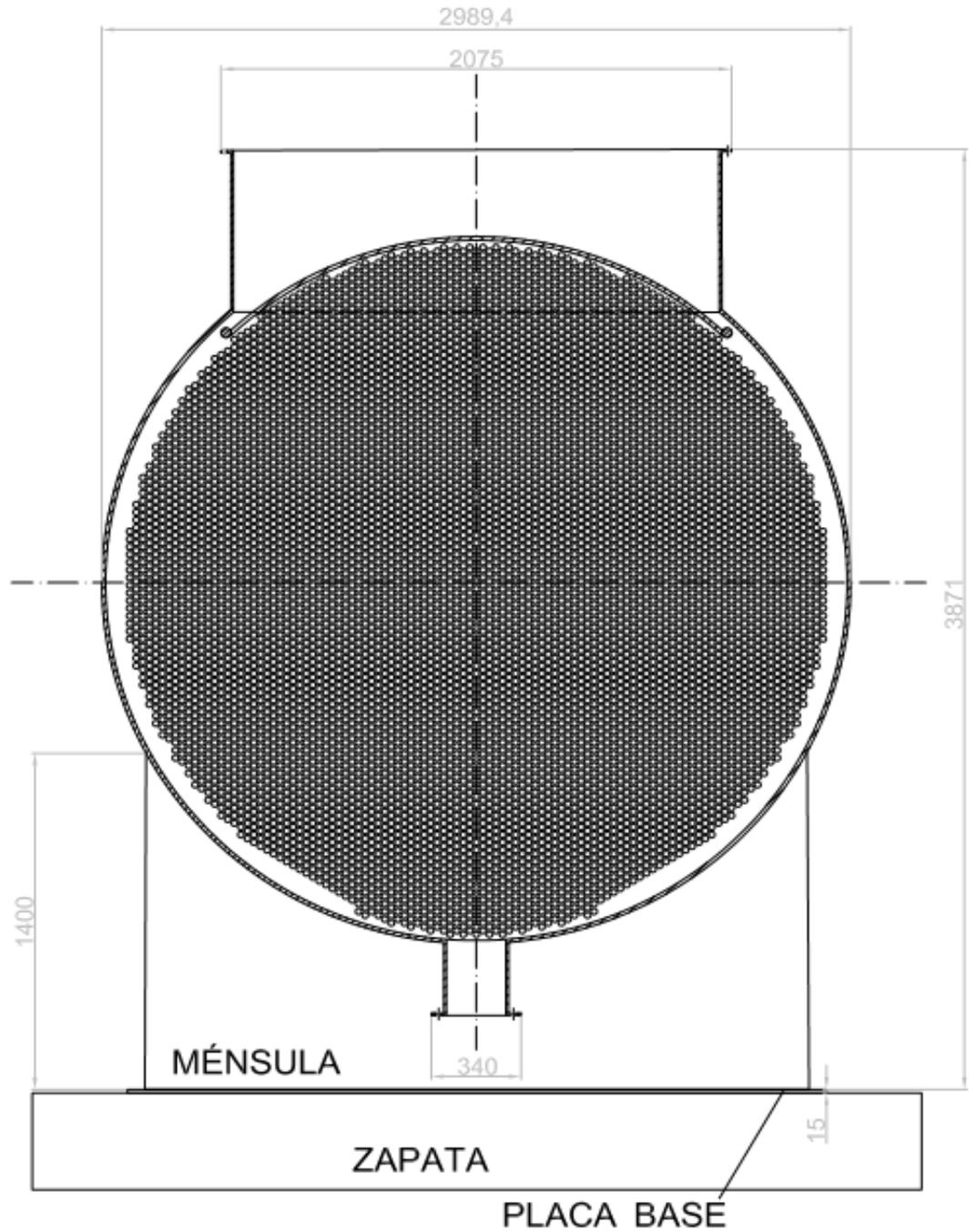
PLANO 4: Brida de la boquilla de entrada del vapor de agua

PLANO 5: Brida de la boquilla de salida del vapor de agua condensado

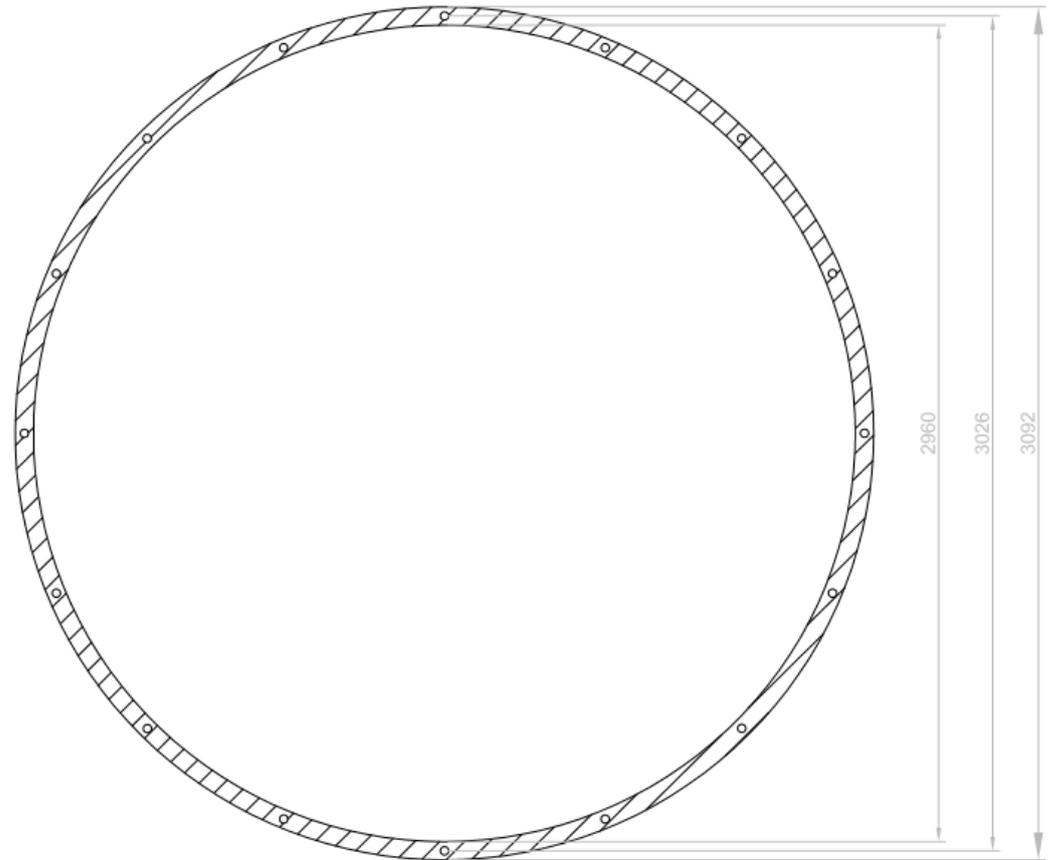
PLANO 6: Planta de la cimentación

PLANO 7: Corte longitudinal del condensador

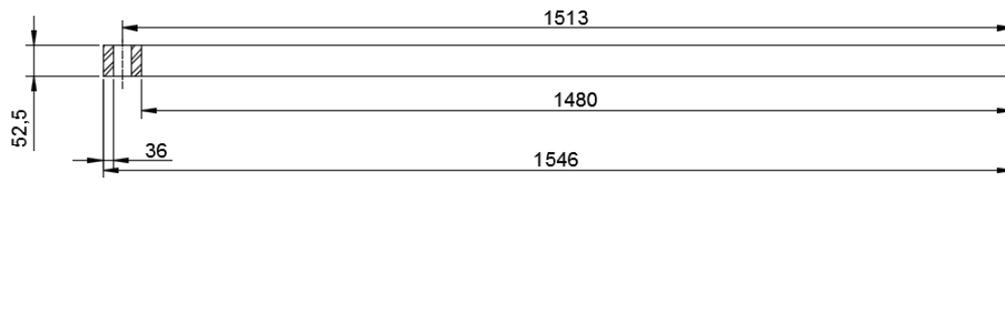
(Todas las cotas de los planos están en mm)



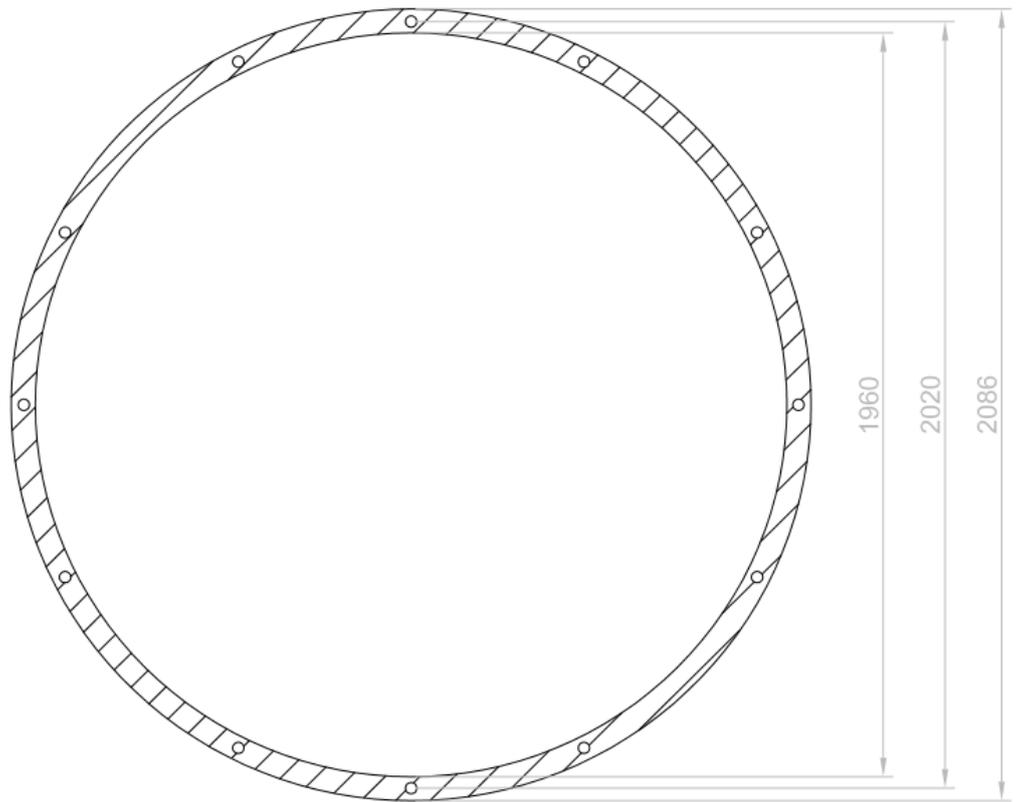
 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 1</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:30</p>	<p>Plano: Corte transversal del condensador</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



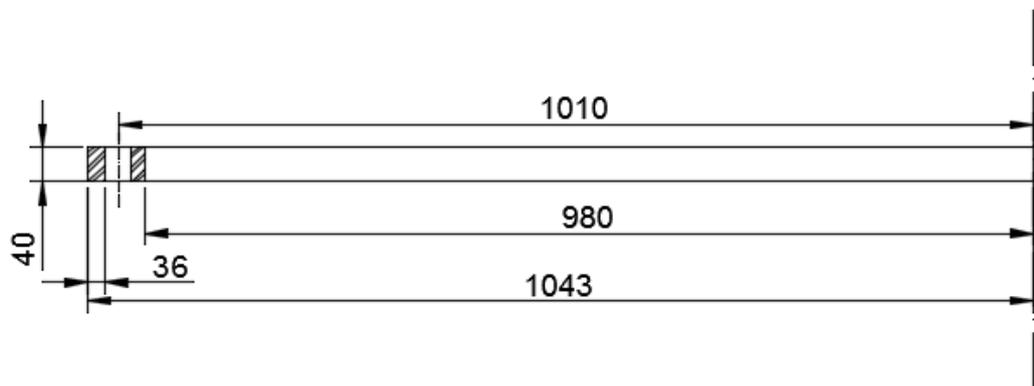
SECCIÓN A-A



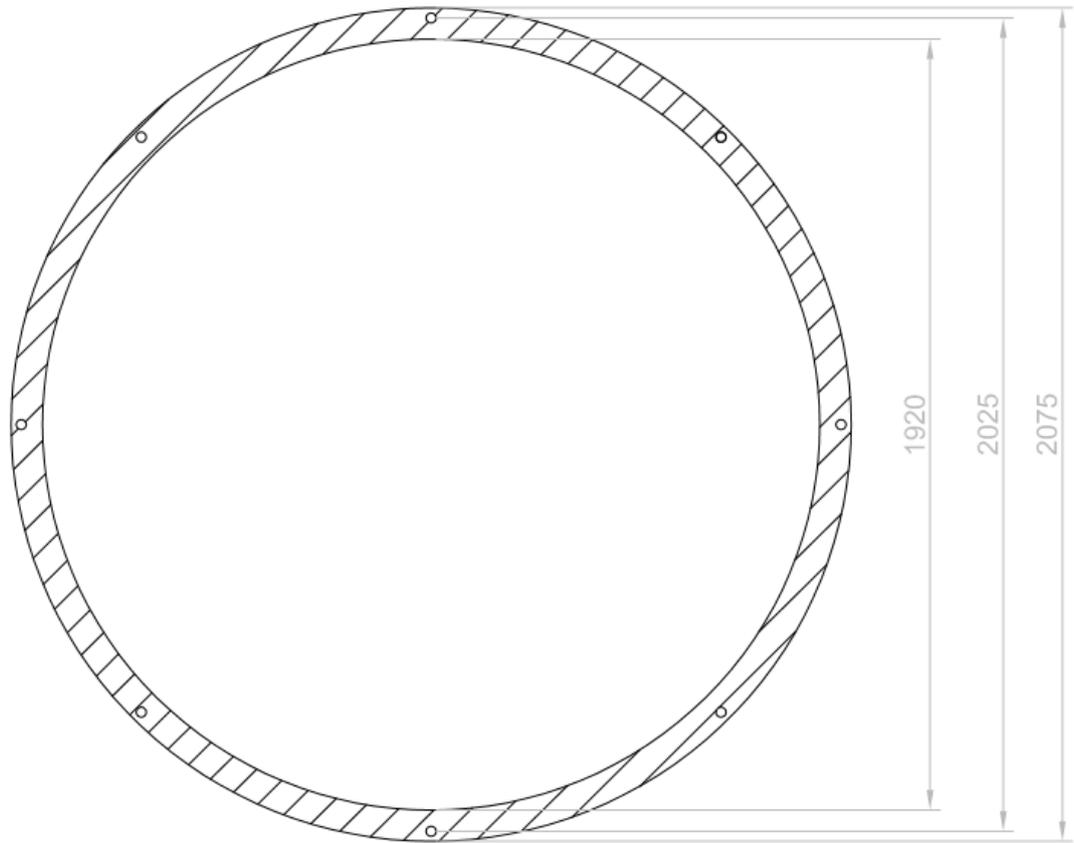
 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 2</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano: Brida de unión carcasa-cubierta</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



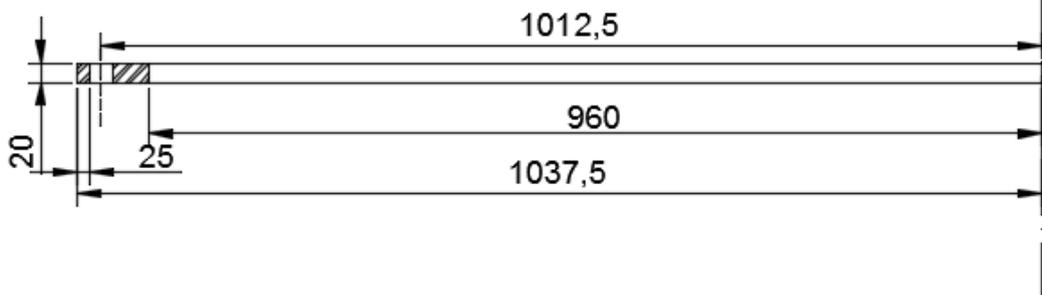
SECCIÓN B-B



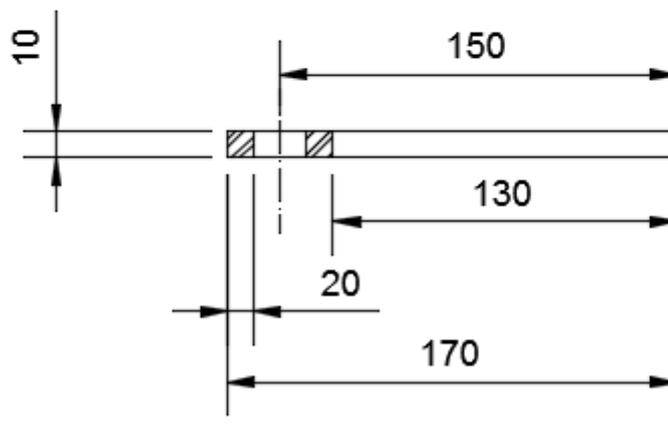
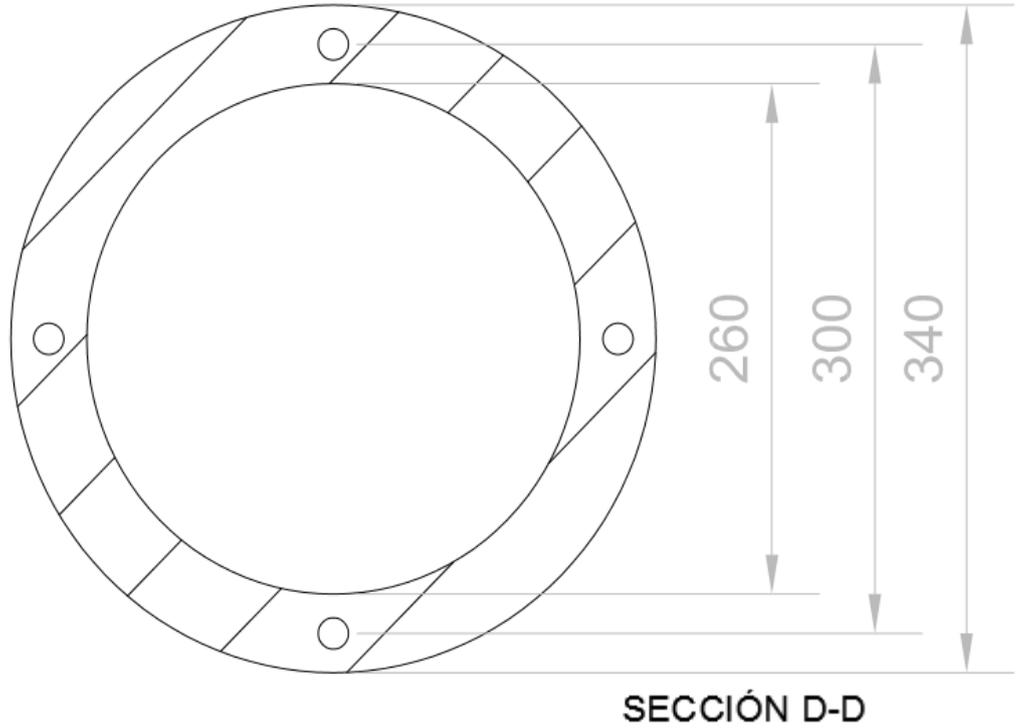
 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 3</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano: Brida de la boquilla de la entrada y salida del agua de enfriamiento</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



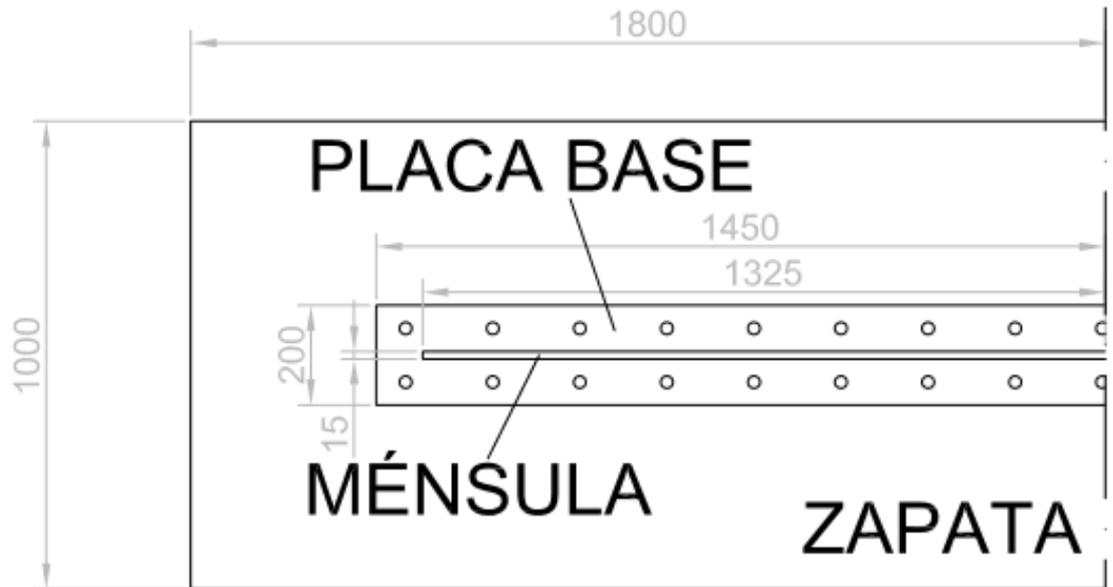
SECCIÓN C-C



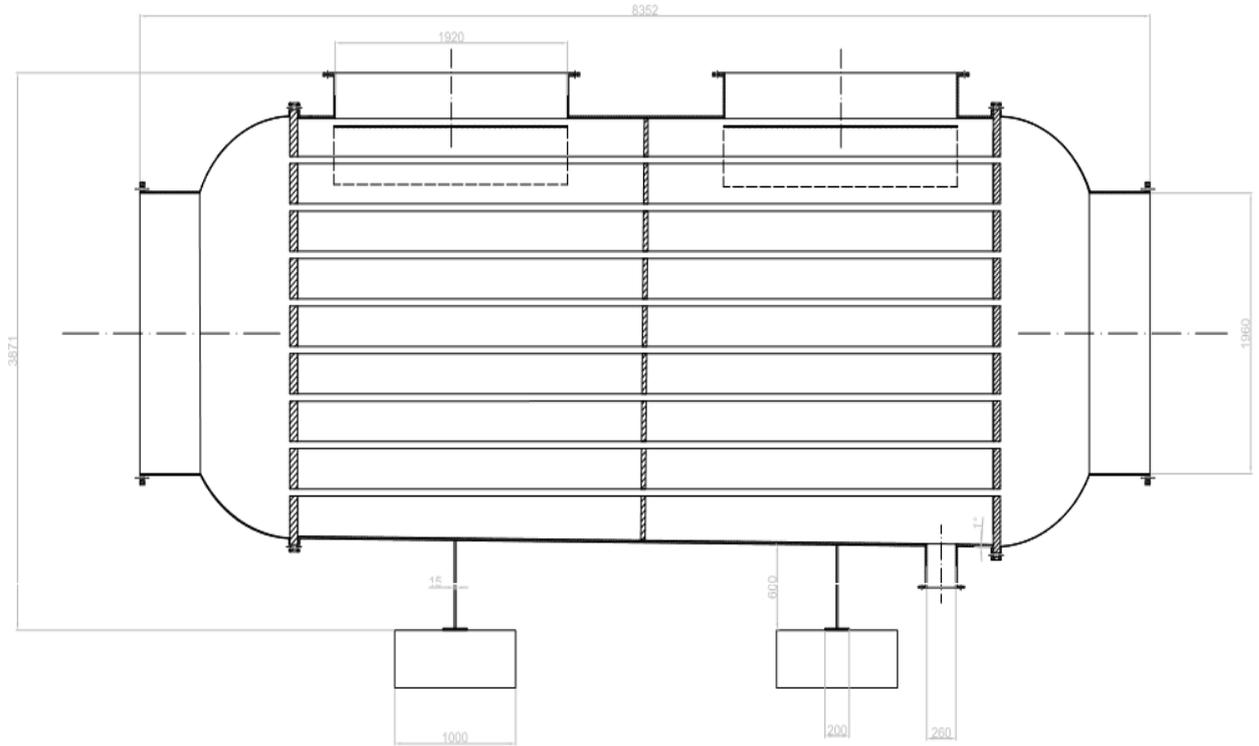
 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 4</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano: Brida de la boquilla de la entrada del vapor de agua</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 5</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano: Brida de la boquilla de la salida del vapor de agua</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 6</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:20</p>	<p>Plano: Planta de la cimentación</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		



 <p>UNIVERSIDADE DA CORUÑA</p>	<p>UNIVERSIDAD DE LA CORUÑA ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR</p>	
<p>Título: Diseño de un condensador para planta de producción industrial</p>		<p>Nº de plano: 7</p>
<p>Autor : Julián Canoura Merodio</p>		<p>Firma:</p>
<p>Escala: 1:40</p>	<p>Plano: Corte longitudinal del condensador</p>	
<p>Fecha: Julio 2016</p>		

DOCUMENTO 3: PRESUPUESTO

En este documento se realizará un presupuesto orientativo del coste de diseño y fabricación del condensador.

CAPÍTULO 1: COSTES DE MATERIALES				
Nº	Concepto	Unidades	Precio Unitario (€)	Importe (€)
1	Lámina de acero AISI S31600 para la carcasa	6981,03 kg	4,81	33578,75
2	Tubos de acero AISI S31600	33395,54 kg	4,81	160632,55
3	Espejo de acero AISI S31600	2	8471,04	16942,07
4	Cubierta elipsoidal 2:1 para la carcasa de acero AISI S31600	2	564,745	1129,49
5	Placas de protección (para los tubos en boquillas de entrada del vapor de agua) de acero AISI S31600 para tubos	2	2248,39	4496,78
6	Soporte de acero AISI31600 para condensador	2	6349,2	12698,4
7	Brida carcasa- cubierta acero SA-182 F5a	2	16819,84	33639,68
8	Brida boquilla de entrada-salida del agua de enfriamiento	2	6416,16	12832,32
9	Brida boquilla entrada de vapor de agua	2	2483,2	4966,4
10	Brida boquilla de salida del vapor de agua	1	8	8
11	Pernos M30 acero SA-574 4140	38	80,57	3061,66
12	Tuerca hexagonal M30	38	19,44	738,72
13	Pernos M22 acero SA-574 4140	8	53,01	424,08
14	Tuerca hexagonal M22	8	17,23	137,84
15	Pernos M16 acero SA-574 4140	4	41,96	167,84
16	Tuerca hexagonal M16	4	16,70	66,8
17	Aislante fibra de vidrio	9,07 m ²	16,68	151,29
18	Pintura poliuretano	10,20 m ²	81,37	830,06
19	Placa base de acero S275	3,35 kg	1,96	6,56
20	Pernos M12 acero SA-574 4140	34	35,87	1219,58
21	Tuerca hexagonal M12	34	14,62	497,08
22	Zapata de cimentación	1,3 m ³	179	232,7
23	Armaduras B500 SD para la zapata	5,87 kg	13,82	81,15
TOTAL PARA EL CONDENSADOR				288.705,5 €

CAPÍTULO 2: INGENIERÍA				
Nº	Concepto	Unidades	Precio Unitario (€)	Importe (€)
1	Diseño del condensador	360 horas	50,00	18000
TOTAL				18.000,00 €

CAPÍTULO 3: MANO DE OBRA				
Nº	Concepto	Unidades	Precio Unitario (€)	Importe (€)
1	Mano de obra	75197,07kg	0,8 €/kg	60157,66
TOTAL				60.157,66€

RESUMEN POR CAPÍTULOS	
CAPÍTULO 1: COSTES DE MATERIALES	288.705,5 €
CAPÍTULO 2: INGENIERÍA	18.000,00 €
CAPÍTULO 3: MANO DE OBRA	60.157.66 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN MATERIAL	366.869,16€
Gastos Generales (13%)	47.692,21 €
Beneficio Industrial (6%)	22.011,79 €
IMPORTE DE EJECUCIÓN	436.567,16 €
IVA (21%)	91.679,10 €
IMPORTE DE CONTRATA	528.246,26 €

El importe de la contrata asciende a la cantidad de **quinientos veintiocho mil doscientos cuarenta y seis euros con veintiséis céntimos.**

Ferrol, Julio de 2016

Fdo:

Julián Canoura Merodio