TÍTULO	**DISEÑO, MODELIZACIÓN Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBO** **(DESIGN, MODELING AND CALCULATION OF A HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE)**		
AUTOR	**Pablo Herrera Echevarria**		
DIRECTOR / PONENTE	**Defín Silió Salcines**		
GRADO EN INGENIERÍA	*Grado de Ingeniería Mecánica*	FECHA	Marzo 2015

PALABRAS CLAVE

Intercambiador de calor, transferencia de calor, estudios térmicos y fluido-dinámicos, tubos y carcasa

Heat exchanger, heat transfer, thermal and fluid-dynamics studies, tubes and casing.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y de disponer de equipos óptimos, no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también, en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

En la actualidad, existen varios tipos de intercambiadores de calor. Estos son elaborados con diferentes materiales, tamaños, y características dependiendo de las necesidades de uso, tipo de fluidos y volúmenes que se van a manejar.

Definición de objetivos.

Tras el análisis de los diversos tipos de intercambiadores de calor, se ha decidido optar por el modelo propuesto por Ericson, es decir, un intercambiador de calor tipo tubo carcasa para enfriar agua. Dicho equipo ha sido seleccionado entre otras características por su amplio uso a nivel industrial y a su fácil funcionamiento.

La finalidad última es conectar los conceptos teóricos con la aplicación práctica para la creación futura de un prototipo.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El objetivo fundamental de este Proyecto consiste en el Diseño y modelaje con sus respectivos estudios de un intercambiador utilizado para enfriar agua (¨Purge cooler¨).

Los análisis del intercambiador se realizarán tanto analítica como numéricamente. El cálculo analítico utiliza expresiones obtenidas del código ASME así como las diferentes normativas que deben cumplir los elementos comerciales y el cálculo numérico, llevado a cabo mediante el programa SOLIDWORKS(modelaje en 3D) que permite determinar los valores tensionales, térmicos y fluido-dinámicos para verificar su correcto funcionamiento.

Realizado el cálculo y su comparación con los valores admisibles, obtenidos del código ASME, se comprobará que el intercambiador cumple los requisitos y solicitaciones impuestas para todos los niveles de operación.

CONCLUSIONES

La eficiencia óptima de un intercambiador de calor requiere, de un buen diseño y una apropiada selección de los materiales para su posterior fabricación.

El alcance de este proyecto ha sido, de naturaleza fundamentalmente teórica, aunque algunas de las piezas diseñadas se han fabricado para la prueba de un primer prototipo. La finalidad última es la construcción completa del intercambiador y hacer un estudio de viabilidad para su fabricación, tarea que sigo realizando y que se sale del alcance de este proyecto.

Como conclusiones al proyecto decir que todos los problemas que se habían planteado han sido resueltos satisfactoriamente pero no siempre como se habían planteado inicialmente.

A nivel personal, he encontrado gratificante desarrollar este trabajo por cuatro razones:

La posibilidad de poner en práctica muchos de los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera a la hora de desarrollar el trabajo. Estos conocimientos son aquellos que en el trabajo a veces aplicamos de manera inconsciente, pero que después de haberlos estudiado, comprendemos la verdadera dimensión y complejidad de todo lo que envuelve a un proyecto.

La posibilidad de conocer a fondo la actividad de una empresa real y ayudar de manera directa a sus investigaciones y procesos de innovación.

La posibilidad de estudiar un campo en continuo desarrollo en la industria actual y con diversos tipos de aplicaciones destinadas a industrias muy diversas.

Aprender el manejo del programa SOLIDWORKS el cual en un futuro me será de gran utilidad.

Mejoras Propuestas

Una vez finalizado el proyecto se propone un reestudio, proponiendo unas mejoras que podrían llegar mejorar la eficiencia del producto resaltando otro aspecto muy importante a la hora de la fabricación de este y es la de reducir costes.
Las mejoras propuestas son numeradas a continuación:
1) Acortar la distancia de la tubería principal
2) Cambio de 4 pasos por tubo por 2 pasos por tubo
3) Recorte de los Deflectores y supresión de alguno de ellos
4) Sustitución de algunos de los materiales existentes por otros.

BIBLIOGRAFÍA

- Saunders, e. A. D., 1988, *heat exchangers selection*, design y construction, new york, john wiley & sons, inc., pp. 3-83, 475-524.

- Esplugas, s. & Chamarro, m. (2005). Fundamentos de transmisión de calor. España: publicaciones y ediciones de la universidad de barcelona.

- Levenspiel, o. (1996). Flujo de fluidos: intercambio de calor. España: editorial reverté s.a.

- Sadikkakac-heat exchangers- selection rating and thermal desgin
- Mechanical-engineers-data-handbook
- Termodinámica aplicada, editorial mcgraw - hill,
- Transferencia de calor- yunus a. Cengel
- Gupta, j. P., 1986, fundamentals of heat exchanger and pressure vessel technology, 1ra. Ed., u.s.a, hemisphere publishing corporation, p. 1-54, 361-365, 375-377.
- Spencer, t. C., 1986, *mechanical design and fabrication of shell and tube heat exchanger*, asme pressure vessels and piping division, houston, texas, p. 131-134.
- F.Jarabo et al., Energías Renovables, 2ª Edición, S. A. de Publicaciones Técnicas, Madrid, 2000.
- D. A. Spera, Wind Turbine Technology, ASME Press, New York, 1994

ARTÍCULOS

- Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, un método corto Roberto Carrizales Martínez nº5 marzo 2011
- Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. Daniel a.Donohue. The lummus company, new york 11, n.y.

ENLACES A PÁGINAS WEB UTILIZADOS

Intercambiador de carcasa y tubos.

http://es.wikipedia.org/wiki/Intercambiador_de_calor_de_carcasa_y_tubos

Flujos cruzados

http://www.edibon.com/products/catalogues/es/units/thermodynamicsthermotechnics/heattransfergeneral/TIFCB.pdf

Espiral

http://www.tranter.com/Pages/es-mx/productos/espirales/descripcion-y-beneficios.aspx?langcode=es-es

compacidad

http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/teresaleo/cambiadores-de-calor/CCCALOR-Pagina-Web-1.pdf

Fotos intercambiadores:

file:///C:/Users/pablo/Downloads/r58326.pdf

Intercambiadores pasos:

https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&cad=rja&uact=8&ved=0CDUQFjAF&url=https%3A%2F%2Fheattransfer-infood.wikispaces.com%2Ffile%2Fview%2FTipos%2Bde%2Bintercambiadores%2Bde%2Bcalor%2Bseg%25C3%25BAn%2Bsu%2Boperaci%25C3%25B3n.doc&ei=LfysVMeOFsztUsTZgwg&usg=AFQjCNEIjywh59iMAarzI_2dh5-22vzu1A&bvm=bv.83134100,d.d24

Comisión Nacional de Energía, Indicadores Energéticos

http://www.cne.es.

Tipos de intercambiadores hornos

http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ee/docs/eficiencia_para_hornos.pdf

Colector solar

http://suriaenergiasolar.es/funcionamientoinstalacion/5-termica/2-funcionamiento-termica.html

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

http://operacionesunitarias1.files.wordpress.com/2011/07/guia-intercamb-carcasa-y-tubo-mahuli-gonzalez-0.pdf

Productividad

http://todoproductividad.blogspot.com.es/2014/04/herramienta-para-el-calculo-de.html

Catálogo:

http://www.pumpi.com.mk/downloads/PetrolCentrofugalPumpsCatalogue.pdf

Información general:

http://www.shopyourway.com/questions/1001934

Pdf sobre intercambiadores

http://es.scribd.com/doc/17091619/diseno-y-calculo-de-intercambiadores-de-calor

Empresas que se dedican a fabricar intercambiadores:

http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/intercambiador-calor-65130-_8.html

Proveedores de intercambiadores de calor:

http://www.quiminet.com/productos/intercambiadores-de-calor-333324015/proveedores.htm

http://www.exportpages.es/fabricantes/intercambiadores-de-calor-1012124253-2.htm

Productividad:

http://todoproductividad.blogspot.com.es/2014/04/herramienta-para-el-calculo-de.html

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
E.T.S. DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

ASIGNACION PROYECTO FIN DE GRADO.
GRADO EN INGENIERÍA MECANICA

ALUMNO SOLICITANTE: Pablo Herrera Echevarría

DIRECTOR / PONENTE DEL PROYECTO: Delfín Silió

TITULO DEL PROYECTO:Diseño, Modelización y Cálculo de un intercambiador de carcasa y tubos.

DESCRIPCION ABREVIADA

El objetivo fundamental de este Proyecto consiste en el diseño y modelaje con sus respectivos estudios de un intercambiador utilizado para enfriar agua (``Purge cooler´´).

Los análisis del intercambiador se realizarán tanto analítica como numéricamente. El cálculo analítico utiliza expresiones obtenidas del código ASME así como las diferentes normativas que deben cumplir los elementos comerciales y el cálculo numérico, llevado a cabo mediante el programa SOLIDWORKS(modelaje en 3D) que permite determiner los valores tensionales,térmicos y fluido-dinámicos para verificar su correcto funcionamiento.

Realizado el cálculo y su comparación con los valores admisibles, obtenidos del código ASME, se comprobará que el intercambiador cumle los requisites y solicitaciones impuestas para todos los niveles de operación.

Alumno solicitante Pablo Herrera Echevarría	Director / Ponente
FECHA Y FIRMA	FECHA Y FIRMA

25-11-2014

Pablo H

TÍTULO	**DISEÑO, MODELIZACIÓN Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBO**		
AUTOR	**Pablo Herrera Echevarría**		
DIRECTOR / PONENTE	**Delfín Silió Salcines**		
TITULACIÓN	*Grado de Ingeniería Mecánica*	FECHA	Marzo 2015

I AGRADECIMIENTOS:

Quisiera empezar mostrando mi agradecimiento a mi familia, a mis padres y especialmente a mis abuelos maternos, que aunque ya no se encuentran entre nosotros, han sido los que en todo momento me han ayudado y alentado para llegar hasta aquí.

También agradecer al Profesor Delfín Silió por tutorizarme y por sus inestimables consejos para que haya podido desarrollar el proyecto.

Seguir agradeciendo a mis compañeros de carrera que sin duda han hecho que estos años sean mucho más interesantes. Seguiremos en contacto aunque algunos ya se encuentren fuera de nuestras fronteras.

Por último, agradecer a mis compañeros de CT-Innova, de los que he aprendido mucho y espero seguir aprendiendo, sin cuyos consejos habría sido mucho más difícil llevar a buen puerto este trabajo.

II -PRESENTACIÓN

El motivo de realizar mi Proyecto Fin de Carrera sobre el “DISEÑO, MODELIZACIÓN Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS”, ha sido el interés que generó en mí a raíz de cursar la asignatura de Ingeniería Térmica.

En el año 2014, se me presentó la oportunidad de iniciar una beca de trabajo a través de COIE en CT Innova que es una fundación privada sin ánimo de lucro, promovida por empresas industriales de Cantabria, y abierta a cualquier empresa del sector industrial, cuyo objetivo primordial es contribuir al desarrollo tecnológico de las empresas, ayudando a evaluar la viabilidad tecnológica de sus ideas, así como a desarrollar técnicamente sus proyectos de investigación e innovación tecnológica. Durante el desarrollo de mi trabajo, se me ofreció la posibilidad de iniciar el estudio para el diseño de un intercambiador de calor (PURGE COOLER).

La realización de este proyecto, me ha permitido introducirme en áreas de investigación tan apasionantes como es la Ingeniería de diseño mecánico y la mejora en la eficiencia energética. Una de las cosas que me atrajo al mundo de la ingeniería Industrial fueron las muchas y diversas salidas que ofrece, y gracias a este trabajo he podido adentrarme en estas ciencias que son objetivo prioritario de la Unión Europa para el Horizonte 20/20, contribuyendo de forma decisiva a la mejora de la competitividad, del abastecimiento energético y al respeto de los compromisos asumidos en el ámbito del Protocolo de Kioto sobre el cambio climático.

III Lista de imágenes y tablas

Figura 1: Conductividad Térmica de los materiales 13
Figura 2 a, b: Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción 14
Figura 3: Muro plano 15
Figura 4: Pared compuesta 16
Figura 5: Transmisión de calor a través de una pared con dos secciones en paralelo 17
Figura 6: Circuito térmico en serie-paralelo-serie 18
Figura 7: Conductancias interfaciales de algunos materiales a presiones moderadas 19
Figura 8: Esquema convección 20
Figura 9: Esquema radiación 25
Figura 10; Conducción, convección y radiación 25
Figura 11: Clasificación de los intercambiadores de calor 26
Figura 12: Precalentador 28
Figura 13: Horno de caja 29
Figura 14: Horno de cabina 31
Figura 15: Radiador 32
Figura 16: Esquema evaporador y condensador 33
Figura 17: Condensador de vapor 35
Figura 18: Esquema colector solar 36
Figura 19: Intercambiador 3 fluidos involucrados 38
Figura 20: Configuraciones intercambiadores 39
Figura 21;Gradiente de temperaturas 40
Figura 22: Intercambio tubular de flujos cruzados 40
Figura 23: Diferencia entre intercambiadores de un paso respecto de múltiples pasos 41
Figura 24: Criterios de clasificación de intercambiadores 42
Figura 25: Transferencia de calor densidad de área de superficie 43
Figura 26: Intercambiadores de doble tubo / multitubular 44
Figura 27: Intercambiador de carcasa y tubos 45
Figura 28: Diferentes configuraciones de intercambiadores de carcasa y tubos. 46
Figura 29: Intercambiador enfriado por aire y radiador 46
Figura 30: Intercambiador enfriado por aire y radiador 48
Figura 31: Intercambiador de calor de placas 48
Figura 32: Intercambiador en espiral 50
Figura 33: Esquema de intercambiador de calor regenerativo 52
Figura 34: Intercambiador de superficie raspadora 53
Figura 35: Intercambiador de bayoneta 54
Figura 36: Intercambiador de láminas 55
Figura 37: Condensador de contacto directo 55

Figura 38: Esquema de intercambiador de flujos cruzados 57
Figura 39: Intercambiador de grafito impermeable 57
Figura 40: Plano 1 Intercambiador de Carcasa y Tubos 61
Figura 41: Plano 2 Intercambiador de Carcasa y Tubos 62
Figura 42: Normativa TEMA 67
Figura 43: Modelo de intercambiador elegido para el diseño 68
Figura 44: Intercambiador de carcasa y tubos 68
Figura 45: Formas de distribución de los tubos en un intercambiador de carcasa 70
Figura 46: Tubo simple en forma de U para intercambiador de carcasa 72
Figura 47: Distribución de 4 pasos por tubo, con inclinación de 45º sobre la vertical 72
Figura 48: Ensamblaje final de tubos y placa tubular en el intercambiador de carcasa y tubos 73
Figura 49: Placa tubular 74
Figura 50: Arandelas para los cambios de diámetro en la placa tubular 74
Figura 51: Formas de los deflectores 75
Figura 52: Deflectores en el intercambiador 76
Figura 53; Cálculo medidas principalesdel cabezal semiesférico 77
Figura 54: Cabezal semiesférico 78
Figura 55: Carcasa del intercambiador 79
Figura 56: Posición de los platos en la placa tubular 80
Figura 57: Bridas cara plana para el intercambiador 83
Figura 58: brida Cara con resalte (raisedface) 83
Figura 59: Brida unión con solapa 84
Figura 60: Brida Unión Ring-joint (o-ring) 84
Figura 61: Brida unión macho-hembra 85
Figura 62: Tabla 1 con códigos ASME para el cálculo de bridas 87
Figura 63: Modelo de brida 1 para el intercambiador 87
Figura 64: Tabla 2 con códigos ASME para el cálculo de bridas 88
Figura 65: Modelo de brida 2 para el intercambiador 89
Figura 66: Tapón de purga de las tuberías del intercambiador 90
Figura 67: Taladro el placa tubular para colocación del cáncamo 91
Figura 68: Apoyos y chapa de especificaciones del intercambiador 91
Figura 69: Barras de soporte roscadas para sujeción de los deflectores 92
Figura 70: Abocardo de los tubos para permitir acoplamiento 92
Figura 71: tapas roscadas unidas por pernos para conexión de tubería principal y placa tubular 93
Figura 72: Tabla para la selección de tubos 94
Figura 73: Zonas de soldadura 101
Figura 74: Tabla 1 símbolos tipos de soldadura 103
Figura 75: Símbolos suplementarios para tipos de soldadura 104
Figura 76: tabla 2 símbolos tipos de soldadura 104
Figura 77: Tabla 2, simbolos suplementarios de soldadura 105

Figura 78: Tabla 1 - preparación de bordes para soldadura 106
Figura 79: Tabla 2 - preparación de bordes para soldadura 106
Figura 80: Tabla 3 - preparación de bordes para soldadura 107
Figura 81: Plano con acotaciones sobre los tipos de soldadura a usar en el intercambiador 108
Figura 82: Detalle de plano con acotaciones sobre los tipos de soldadura a usar en el intercambiador 108
Figura 83: foto1 - Intercambiador 109
Figura 84: Foto distribución de red de tubos 110
Figura 85: Foto distribución en cuatro pasos 110
Figura 86: Foto cabezal semiesférico 111
Figura 87: Foto Pernos (espárragos) y tuercas 111
Figura 88: Foto tubos en forma de U 112
Figura 89: Foto ensamblaje de tubos y placa tubular 112
Figura 90: Foro entrada y salida fluido en placa tubular 113
Figura 91: Tabla de componentes utilizados para el intercambiador 115
Figura 92: Simulación del intercambiador en SOLIDWORKS 122
Figura 93: Panel de control Solidworks 123
Figura 94: Solidworks - pantalla creación nueva estudio 123
Figura 95: Solidworks, pantalla selección unidades 124
Figura 96: Solidworks, elección tipo análisis 124
Figura 97: Solidworks, pantalla elección material 125
Figura 98: Solidworks, pantalla elección condiciones externas 125
Figura 99: Solidworks, pantalla elección condiciones de presión 126
Figura 100: Solidworks, elección resolución de mallado 127
Figura 101: Solidworks, pantalla elección condiciones de contorno 127
Figura 102: Intercambiador, salida baja presión 127
Figura 103: Intercambiador, entrada baja presión 128
Figura 104: Intercambiador, entrada baja presión 128
Figura 105: Intercambiador, Entrada alta presión 129
Figura 106: Simulación a diferentes presiones 130
Figura 107: Simulación a diferentes temperaturas 130
Figura 108: Simulación con temperaturas de fluido 131
Figura 109: Simulación con velocidades de fluido 131
Figura 110: Simulación presión con función (Surface Cut Plot) 132
Figura 111: Simulación de temperatura fluido con función (Surface Cut Plot) 132
Figura 112: Simulación de temperatura del sólido con función (Surface Cut Plot) 133
Figura 113: Simulación de temperatura con función (CUT PLOT) 133
Figura 114: Simulación de presión con función (CUT PLOT) 134
Figura 115: Simulación de velocidad con función (CUT PLOT) 134
Figura 116: Solidwork - pantalla objetivos 135

Figura 117: Plano final de fabricación (purge cooler)..... 137
Figura 118: Propuesta de mejora, Corte del intercambiador..... 139
Figura 119: Intercambiador de 4 pasos por tubo..... 140
Figura 120: Intercambiador de 2 pasos por tubo..... 140
Figura 121: Deflectores..... 141

ÍNDICE

1 – INTRODUCCIÓN..... 10
2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS 12
2.1 - FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR 12
2.1.1 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN 13
2.1.2 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN 19
2.1.3 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN 24
2.2 - CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR..... 26
2.2.1 - CLASIFICACIÓN SEGÚN SU APLICACIÓN..... 27
2.2.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL PROCESO DE TRANSFERENCIA. 37
2.2.3 DE ACUERDO A LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR..... 37
2.2.4 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL NÚMERO DE FLUIDOS INVOLUCRADOS 38
2.2.5 MODELOS DE INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN DE LOS FLUIDOS.. 38
2.2.6 CLASIFICACIÓN SEGÚN SU COMPACIDAD 42
2.2.7 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIPO DE CONSTRUCCIÓN..... 43
2.2.8 OTROS TIPOS DE INTERCAMBIADORES..... 52
3 - DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO..... 58
3.1 - PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 58
3.2 - DEFINICIÓN DE OBJETIVOS..... 58
3.3 – CONSIDERACIONES INICIALES..... 58
4 - NORMATIVA APLICADA A INTERCAMBIADORES DE CALOR..... 63
4.1 - SÍNTESIS DE LA NORMATIVA APLICADA..... 63
4.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBOS SEGÚN LA NORMA TEMA..... 66
4.3 APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR 67
5. - PARTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS 68
5.1. - TUBOS Y DISTRIBUCION..... 69
5.1.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CÁLCULO DE LOS TUBOS) 71
5.2 - PLACA TUBULAR 73
5.2.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (LA PLACA TUBULAR) 74
5.3 - DEFLECTORES. 75
5.3.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (DEFLECTORES)..... 76
5.4 - CABEZAL 76
5.4.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CABEZAL SEMIESFERICO) 77
5.5 – CARCASA 78
5.5.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CARCASA)..... 78
5.6 - CANALES DEL LADO DE LOS TUBOS Y BOQUILLAS 79
5.6.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CANALES DEL LADO DE LOS TUBOS Y BOQUILLAS)..... 79

5.7 - CUBIERTAS DE CANAL 80
5.8 - BRIDAS 80
5.8.1 – APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL CÁLCULO DE BRIDAS (CÓDIGO ASME B16.5) *81*
5.8.2 APLICACIÓN AL PROBLEMA (BRIDAS) *86*
5.9 - CONEXIONES 89
5.9.1 – APLICACIÓN AL PROBLEMA (CONEXIONES) *90*
5.10 GUÍA DE SELECCIÓN PARA INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS 94
5.11 CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO 94
6. MÉTODOS DE CÁLCULO GENERALES 96
6.1 SELECCIÓN DE UN CONJUNTO DE PARÁMETROS DE DISEÑO 96
7 - SOLDADURAS DE LAS DISTINTAS PARTES DEL INTERCAMBIADOR 101
7.1 NORMATIVAS 101
7.2 – APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL PROBLEMA PARA EL CÁLCULO DE SOLDADURAS . 107
8 VISUALIZACIÓN DE UN PROTOTIPO REAL: 109
9 - MATERIALES UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES 114
9.1 (1.4571) NORMA EN 316TI DESIGNACIÓN ASTM 116
9.1.1 DESCRIPCIÓN: *116*
9.1.2 COMPOSICIÓN QUÍMICA *116*
9.1.3 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO DE RECOCIDO *116*
9.1.4 PROPIEDADES FÍSICAS *116*
9.1.5 SOLDADURA *117*
9.1.6 RESISTENCIA A LA CORROSIÓN *117*
9.1.7 CORROSIÓN BAJO TENSIONES *117*
9.1.8 CORROSIÓN INTERGRANULAR *117*
9.1.9 RESISTENCIA A LA OXIDACIÓN EN CALIENTE *117*
9.1.10 MANTENIMIENTO SUPERFICIAL *117*
9.1.11 ESPECIFICACIONES *118*
10- ESTUDIO TÉRMICO DE PRESIONES Y FLUIDO DINÁMICO A PARTIR DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS-FLOW SIMULATION. 119
10.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR 119
10.2 FLUIDOS Y TIPOS DE FLUJO 119
10.3 CONFIGURACIÓN INICIAL 120
10.4 CONDICIONES DE CONTORNO 121
10.5 ENTIDADES DE CAJA NEGRA 121
10.6 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS 122
10.7 APLICACIÓN AL PROBLEMA 123
10.8 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS 129
10.9 OBJETIVOS 135
11 - PLANO FINAL DE FABRICACIÓN (PURGE COOLER) 136
12 – CONCLUSIONES 138

13 - MEJORAS PROPUESTAS 139
13.1 ACORTAR LA DISTANCIA INDICADA: 139
13.3 CAMBIO DE 4 PASOS POR 2 PASOS 139
13.4 BAFLES O DEFLECTORES: 141
13.5 SUSTITUCIÓN DE ALGUNO DE LOS MATERIALES EXISTENTES POR OTROS, CON LA FINALIDAD DE REDUCIR EL COSTE, MATENIENDO LAS PROPIEDADES MECÁNICAS Y TÉRMICAS. 141
14 - BIBLIOGRAFÍA 142

1 – INTRODUCCIÓN

Los Intercambiadores de Calor son uno de los equipos más comunes encontrados en la mayoría de industrias. Existen varios tipos de intercambiadores de calor y actualmente alrededor del mundo se ofrece en el mercado varios diseños de estos. Sus orígenes radican en el estudio de la transferencia de calor y cantidad de movimiento como una forma necesaria para el aprovechamiento de energía. Es por esta razón, que científicos e ingenieros han investigado el funcionamiento, diseño y condiciones de operación.

Por tanto una buena definición de un intercambiador de calor seria: un equipo cuya función es calentar o enfriar un fluido mediante transferencia de calor entre dos o más conductos donde los fluidos involucrados están a temperaturas diferentes, es decir, se utilizan para obtener un fluido a una temperatura deseada.

Si lo que queremos es calentar un fluido, tendremos que relacionarlo con un fluido a mayor temperatura, mientras que si lo que queremos es enfriarlo, el otro fluido tendrá que estar a menor temperatura.

Este último caso es el más común en la industria y es el que vamos a tratar en este proyecto.

Es necesario precisar que el calor se transfiere en una sola dirección: del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura.

En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos; el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos en contacto térmico con las paredes, normalmente metálicas, que los separan.

Fue Ericson, quien en 1852 inventó el cambiador de calor de tubos y carcasa, utilizándolo para el condensador de las máquinas de vapor marinas. Este se fundamenta en los principios de la termodinámica clásica, ciclo de Carnot (un equipo que trabaja absorbiendo una cantidad de calor de alta temperatura, lo cede a uno de baja temperatura, produciendo un trabajo sobre el exterior) (Martínez, 2000).

Tras este descubrimiento, se fueron encontrando nuevos diseños de intercambiadores de calor. Es así como, la primera patente que se extendió para un intercambiador de calor por suspensión del petróleo en los gases, fue en favor del ingeniero M. Vogel-Jórgensen, de Frederiksberg, Copenhague, en la Oficina de Patentes de la República de Checoslovaquia,

en Praga, el 1 de junio de 1932, con el título "Organización y tipo de alimentación de un horno rotatorio con material finamente pulverizado". La patente le fue concedida el 25 de julio de 1934, con el número 48169 (Martinez, 2000).

En la antigüedad, los intercambiadores de calor eran construidos con materiales de acero al carbón o acero de baja aleación, debido a la falta de conocimientos sobre factores que acortan el tiempo de vida útil de un equipo, como la corrosión, incrustaciones, entre otros. Es por esta razón, que durante el continuo uso de estos equipos iban presentando fallas de operación y mantenimiento. Al pasar los años, se realizaron estudios de cuáles son los materiales óptimos para la construcción de los intercambiadores de calor. Actualmente por ejemplo, la UOP (Universal Oil Products) y la ASM (American Society of Metals) ofrecen una amplia gama de consejos acerca del uso de distintos materiales dependiendo de las características de los fluidos, temperaturas y presiones a las que se vaya a operar un intercambiador.

2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 - FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor clásica ocurre solamente a través de los procesos de conducción, convección, radiación o cualquier combinación de ellos. La transferencia de calor asociada al cambio de fase de una sustancia (como, por ejemplo, la asociada al proceso de ebullición del agua líquida) a veces se considera como un tipo de convección.

La transferencia de calor es de particular interés para los ingenieros, quienes intentan comprender y controlar el flujo de calor a través de los aislamientos térmicos o intercambiadores de calor por ejemplo.

A continuación se va a definir alguno de los términos imprescindibles para hablar de transferencia de calor:

- **Calor**: transferencia de energía térmica (es decir, de energía y entropía). Ocurre siempre desde un material caliente a uno más frío. La transferencia de calor puede cambiar la energía interna de los materiales

- **Energía interna**: la energía que poseen todas las moléculas y electrones de los que están compuestos los materiales por el hecho de estar vibrando continuamente (excepto en el caso de que estos se encontrasen en el absoluto y, entonces, estarían totalmente inmóviles).

- **Conducción**: La conducción es el fenómeno consistente en la propagación de calor entre dos cuerpos o partes de un mismo cuerpo a diferente temperatura debido a la agitación térmica de las moléculas, no existiendo un desplazamiento real de estas.

- **Convección**: es el proceso de transferencia de calor que interviene cuando entran en contacto un fluido y un sólido.

- **Radiación**: transferencia de calor por radiación electromagnética o, equivalentemente, por fotones.

2.1.1 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN

Es uno de los mecanismos de transferencia de calor que se da en escala atómica. La energía en forma de calor que pasa a través de la materia se da gracias a la actividad molecular. El choque de unas moléculas con otras permite esta transferencia. Las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas. El principal requisito de la conducción de calor es que exista una diferencia de temperatura entre dos partes del medio conductor. Además, la transferencia de calor por conducción aparece tanto en sólidos, líquidos y gases. Los mejores conductores de calor que existen en orden decreciente son el diamante, plata, cobre, oro, entre otros. Por otro lado, se pueden encontrar materiales cuya conducción de calor es baja tendiendo a ser nula, como por ejemplo el corcho o la espuma de poliestireno. A este tipo de materiales se les denomina aislantes ya que más que permitir el paso rápido de calor, lo delimitan (Levenspiel, 1996).

Conductividades térmicas de diversos materiales en W/(K·m)

Material	λ	Material	λ	Material	λ
Acero	47-58	Corcho	0,03-0,04	Mercurio	83,7
Agua	0,58	Estaño	64,0	Mica	0,35
Aire	0,02	Fibra de vidrio	0,03-0,07	Níquel	52,3
Alcohol	0,16	Glicerina	0,29	Oro	308,2
Alpaca	29,1	Hierro	80,2	Parafina	0,21
Aluminio	209,3	Ladrillo	0,80	Plata	406,1-418,7
Amianto	0,04	Ladrillo refractario	0,47-1,05	Plomo	35,0
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0,6-1,0
Zinc	106-140	Litio	301,2	Cobre	372,1-385,2
Madera	0,13	Tierra húmeda	0,8	Diamante	2300
Titanio	21,9				

Figura 1: Conductividad Térmica de los materiales

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos; cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido

por conducción Q_k, proporcional al gradiente de temperatura dT/dx, y a la superficie A, a través de la cual se transfiere, Fig 2a, es decir:

$$Q_k \cong A \frac{dT}{dx}$$

en donde T es la temperatura y x la dirección del flujo de calor.

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k, que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_k = - k A \frac{dT}{dx}$$

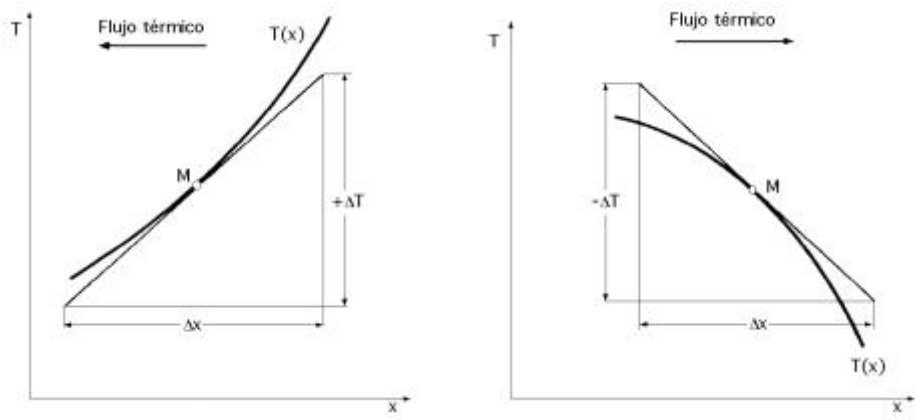


Figura 2 a, b: Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción

en la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2, la temperatura en grados Kelvin, la distancia x en metros y la transmisión del calor en W, las unidades de k serán W/m°K.

El signo (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja. El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de x, por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo.

PARED PLANA.- Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana, Fig 3. Cuando las superficies de la pared

se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies. Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de la ecuación anterior proporciona:

$$Q_k = -\frac{k\,A}{L}(T_2 - T_1) = \frac{k\,A}{L}(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{k\,A}}$$

en la que L es el espesor de la pared, T_1 es la temperatura de la superficie de la izquierda x = 0, y T_2 es la temperatura de la superficie de la derecha x = L

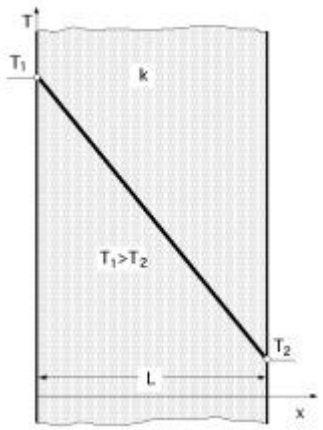


Figura 3: Muro plano

PAREDES PLANAS EN SERIE.- Si el calor se propaga a través de varias paredes en buen contacto térmico, capas múltiples, el análisis del flujo de calor en estado estacionario a través de todas las secciones tiene que ser el mismo. Sin embargo y tal como se indica en la Fig 4 en un sistema de tres capas, los gradientes de temperatura en éstas son distintos. El calor transmitido se puede expresar para cada sección y como es el mismo para todas las secciones, se puede poner:

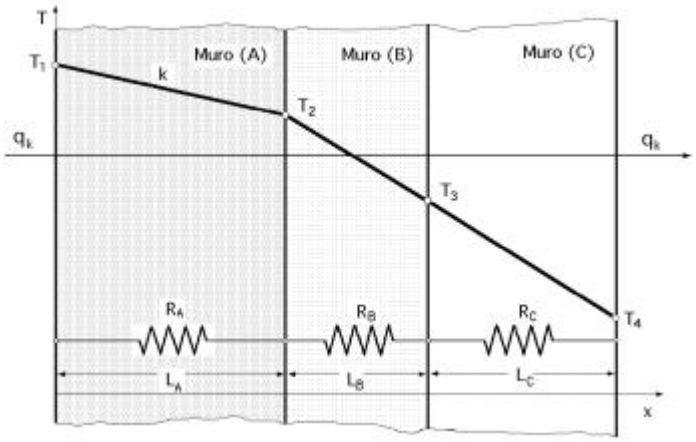


Figura 4: Pared compuesta

$$Q_k = \frac{T_1 - T_2}{(\frac{L}{k\,A})_A} = \frac{T_2 - T_3}{(\frac{L}{k\,A})_B} = \frac{T_3 - T_4}{(\frac{L}{k\,A})_C} = \frac{T_1 - T_4}{(\frac{L}{k\,A})_A + (\frac{L}{k\,A})_B + (\frac{L}{k\,A})_C}$$

Si se considera un conjunto de **n** capas en perfecto contacto térmico el flujo de calor es:

$$Q_k = \frac{T_i - T_{i+1}}{(\frac{L}{k\,A})_i} = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^{i=n} (\frac{L}{k\,A})_i}$$

en la que T_1 y T_{n+1} son la temperatura superficial de la capa 1 y la temperatura superficial de la capa n, respectivamente.

PAREDES EN PARALELO.- Las ecuaciones anteriores se pueden utilizar en la resolución de problemas más complejos, en los que la conducción tiene lugar en paredes dispuestas en paralelo. La Fig 5 muestra un bloque formado por dos materiales de áreas A_1 y A_2 en paralelo; para su resolución hay que tener en cuenta que para una determinada diferencia de temperaturas a través del bloque, cada capa del conjunto se puede analizar por separado, teniendo presentes las condiciones impuestas para el flujo unidimensional a través de cada una de las dos secciones.

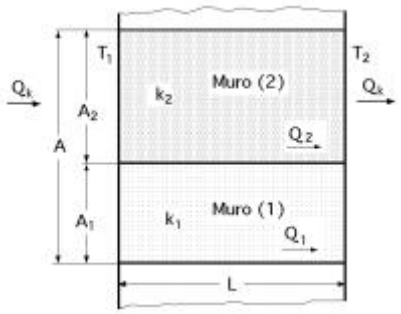


Figura 5: Transmisión de calor a través de una pared con dos secciones en paralelo

Si la diferencia de temperaturas entre los materiales en contacto es pequeña, el flujo de calor paralelo a las capas dominará sobre cualquier otro flujo normal a éstas, por lo que el problema se puede tratar como unidireccional sin pérdida importante de exactitud.

Como el calor fluye a través de los dos materiales según trayectorias separadas, el flujo total de calor Q_k será la suma de los dos flujos:

$$Q_k = Q_1 + Q_2 = \frac{T_1 - T_2}{(\frac{L}{kA})_1} + \frac{T_1 - T_2}{(\frac{L}{kA})_2} = (\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}$$

en la que el área total de transmisión del calor es la suma de las dos áreas individuales y la inversa de la resistencia total es igual a la suma de las inversas de todas las resistencias individuales.

Una aplicación más compleja del enfoque del circuito térmico sería la indicada en la Fig 6, en la que el calor se transfiere a través de una estructura formada por una resistencia térmica en serie, otra en paralelo y una tercera en serie; para este sistema, el flujo térmico por unidad de superficie es:

$$Q_k = \frac{\Delta T_{global}}{\sum_{i=1}^{i=n} R_i} = \frac{\Delta T_{global}}{R_A + R_2 + R_D} = \left| \begin{array}{l} \frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_C} \\ R_2 = \frac{R_B R_C}{R_B + R_C} \end{array} \right| = \frac{\Delta T_{global}}{R_A + \frac{R_B R_C}{R_B + R_C} + R_D}$$

en la que n es el número de capas en serie, R_i es la resistencia térmica de la capa **i**, y DT_{global} es la diferencia de temperaturas entre las dos superficies exteriores.

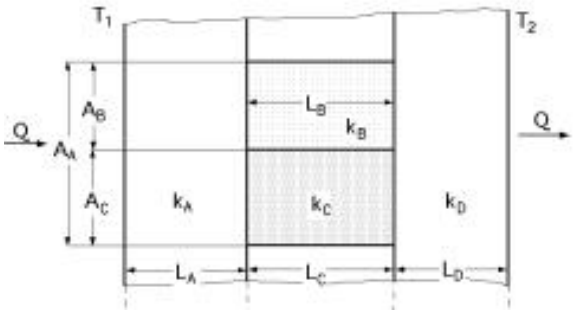


Figura 6: Circuito térmico en serie-paralelo-serie

RESISTENCIA DE CONTACTO.- Cuando superficies a distintas temperaturas se ponen en contacto, aparece una resistencia térmica en la interfase de los sólidos, que se conoce como resistencia de contacto, y que se desarrolla cuando los dos materiales no ajustan exactamente, por lo que entre ambos puede quedar atrapada una delgada capa de fluido. Una vista ampliada del contacto entre las dos superficies mostraría que los sólidos se tocan sólo en picos superficiales, mientras que los huecos estarían ocupados por un fluido, o el vacío,

- La resistencia de la interfase depende de:
- La rugosidad superficial
- La presión que mantiene en contacto las dos superficies
- Del fluido de la interfase
- De su temperatura

En la interfase, el mecanismo de la transmisión del calor, y su determinación, es complejo; la conducción del calor tiene lugar a través de los puntos de contacto del sólido en forma tridimensional por cuanto el calor se transmite por las áreas de contacto a través del fluido de la interfase por convección, y entre las superficies por radiación.

Si el calor a través de las superficies sólidas en contacto es **Q**, la diferencia de temperaturas a través del fluido que separa los dos sólidos es ΔT_i y la resistencia de contacto **Ri** se puede expresar en función de una conductancia interfacial $\mathbf{h_i}$, $W/m^{2o}K$, se tiene:

$$Q = h_i A \, \Delta T_i = \frac{\Delta T_i}{1/h_i A} = \frac{\Delta T_i}{R_i}$$

Cuando las dos superficies están en contacto térmico perfecto, la diferencia de temperaturas a través de la interfase es nula, por lo que su resistencia térmica es cero; un

contacto térmico imperfecto tiene lugar cuando existe una diferencia de temperaturas en la interfase.

La resistencia por contacto depende de la presión con que se mantiene el contacto, y muestra un descenso notable cuando se alcanza el límite elástico de alguno de los materiales.

Interface	h_i, $W/m^2{}^oK$
Cerámica-cerámica	500-3000
Cerámica-metal	1500-8500
Grafito metal	3000-6000
Acero inoxidable-acero inoxidable	1700-3700
Aluminio-aluminio	2200-12000
Acero inoxidable-aluminio	3000-4500
Cobre-cobre	10000-25000
Hierro-aluminio	4000-40000

Figura 7: Conductancias interfaciales de algunos materiales a presiones moderadas

En los sólidos mecánicamente unidos no se suele considerar la resistencia de la interfase, a pesar de que siempre está presente. Sin embargo hay que conocer la existencia de la resistencia de la interfase y la diferencia de temperaturas resultante a través de la misma; en superficies rugosas y bajas presiones de unión, la caída de temperatura a través de la interfase puede ser importante, incluso dominante, y hay que tenerla en cuenta. La problemática de la resistencia de la interfase es compleja y no existe ninguna teoría, o base de datos empíricos, que la describa exactamente para situaciones de interés industrial.

2.1.2 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

Es el proceso de transferencia de calor que interviene cuando entran en contacto un fluido y un sólido. Esta transferencia depende de un factor de proporcionalidad denominado coeficiente de transferencia de calor;

Figura 8: Esquema convección

La convección puede ser de dos tipos; natural o forzada. La Primera debido a la diferencia de densidades de la materia en el cual el movimiento de estos es relativamente lento, y la segunda, cuando se obliga a la materia a moverse ya sean estos impulsados por ventiladores o bombas. En el caso de la convección forzada, el coeficiente de transferencia térmica es mayor que cuando se produce por convección natural.

La velocidad de transferencia (H) desde el sistema al fluido puede calcularse gracias a la ecuación Newton, denominada Ley de Enfriamiento (Levenspiel, 1996). Esta se define por la siguiente ecuación:

$$H = hA\,(T_s - T_f)$$

Donde:

h es el coeficiente de convección (W/m2K)

A es la superficie de contacto

Ts es la temperatura de la superficie

Tf es la temperatura del fluido.

Cuando el flujo de calor por convección va desde la superficie al fluido (Ts>Tf) será positivo H , por el contrario será negativo cuando el calor se transfiere del fluido a la superficie (Ts<Tf)

El coeficiente de convección h, definido en la ecuación anterior depende de las propiedades físicas del fluido y de sus características de movimiento ya sean natural o forzado con respecto a la superficie.

Según Ocon & Tojo (1993),el coeficiente de convección a partir de la siguientes fórmulas, primeramente se explicarán los coeficientes necesarios para la utilización de estas :

Donde:

Re (número de Reynolds): El número de Reynolds relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Dicho número o combinación adimensional aparece en muchos casos relacionado con el hecho de que el flujo pueda considerarse laminar (número de Reynolds pequeño) o turbulento (número de Reynolds grande)

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho v_s D}{\mu}$$

donde:

ρ: densidad del fluido
v_s: velocidad característica del fluido
D: diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido o longitud característica del sistema
μ: viscosidad dinámica del fluido
ν: viscosidad cinemática del fluido (m²/s)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}\,.$$

Pr (El Número de Prandtl): es un número adimensional proporcional al cociente entre la viscosidad y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de la cantidad de movimiento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k}$$

En donde:

- ν es la viscosidad cinemática.
- α es la difusividad térmica.
- *Cp* es la capacidad calorífica a presión constante.
- μ es la viscosidad.
- *k* es la conductividad térmica.

Pe (número de Péclet): es un número adimensional que relaciona la velocidad de advección(es la variación de un escalar en un punto dado por efecto de un campo vectorial.) de un flujo y la velocidad de difusión, habitualmente difusión térmica. Es equivalente al producto del número de Reynolds y el número de Prandtl en el caso de difusión térmica, y al producto del número de Reynolds y el número de Schmidt en el caso de difusión másica. Se llama así en honor al físico francés Jean Claude Eugène Péclet.

$$\mathrm{Pe}_L = \frac{LV}{\alpha} = \mathrm{Re}_L \cdot \mathrm{Pr}$$

En donde:

- *L* es una longitud característica.
- *V* es la velocidad del fluido.
- α es la difusividad térmica $\frac{k}{\rho c_p}$
- *D* es la difusividad másica.
- *k* es la conductividad térmica.
- ρ es la densidad del fluido.
- c_p es la capacidad calorífica a presión constante.

Las fórmulas se presentan a continuación:

a) Fluidos en el interior de tubos

Flujo turbulento: Se lo determina a partir de la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023\ Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

Flujos turbulentos en calentamiento:

$$Nu = 0.023\ Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Flujos turbulentos en enfriamiento:

$$Nu = 0.023\ Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

Gases: En el caso de los gases Pr es igual a 0.74 por lo tanto:

$$Nu = 0.021\ Re^{0.8}$$

Flujo isotermo:

$$h = 0.023 \left(\frac{G^{0.8}}{D^{0.2}}\right)\left(\frac{Cv^{0.4}\ k^{0.6}}{u^{0.4}}\right)$$

Líquidos de conductividad grande (metales fundidos):

$$h = 7 + 0.025\ Pe^{0.8}$$

Flujo laminar: El coeficiente de convección para flujo laminar se determina por:

$$Nu = 2\left(\frac{W\ Cp}{k\ l_c}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{u}{us}\right)^{0.14}$$

b) Fluidos en el exterior de tubos:

Flujo turbulento: Se determina para líquidos y gases.

Líquidos:

$$Nu = (0.35 + 0.47\ Re^{0.52}) Pr^{0.3}$$

Gases:

$$Nu = 0.023\ Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

Aire y gases diatómicos:

$$Nu = (0.32 + 0.43\ Re^{0.52})$$

Flujo laminar: Se determina para líquidos y gases.

Líquidos con Re entre 0.1 y 200:

$$Nu = 0.86\ Pr^{0.3}\ Re^{0.43}$$

Líquidos con Re > 200 y gases 0.1< Re<1000

$$Nu = (0.35 + 0.47\ Re^{0.52}) Pr^{0.3}$$

Aire y gases diatómicos:

$$Nu = 0.24\ Re^{0.6}$$

2.1.3 - TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

La radiación es la transferencia de calor a través de la radiación electromagnética.

Fríos o calientes, todos los objetos emiten radiación a un índice igual a su emisividad multiplicada por la radiación que emitiría si fuera un cuerpo negro. Para que la radiación ocurra no se necesita ningún medio; la radiación incluso ocurre en vacío perfecto. La radiación del Sol viaja a través del vacío del espacio antes de calentar la tierra. Además, la única forma que la energía deje la tierra es que sea emitida a través de radiación hacia el espacio.

Figura 9: Esquema radiación

Tanto la reflectividad como la emisividad de los cuerpos dependen de la longitud de onda. Para cualquier cuerpo, la reflectividad depende de la distribución de longitud de onda para la radiación electromagnética entrante, y por ello de la temperatura de la fuente de radiación. Por otro lado, la emisividad depende de la longitud de onda y por lo tanto, de la temperatura del cuerpo mismo.

Los gases absorben y emiten energía en diferentes longitudes de onda formando patrones característicos para cada gas.

Figura 10; Conducción, convección y radiación

2.2 - CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

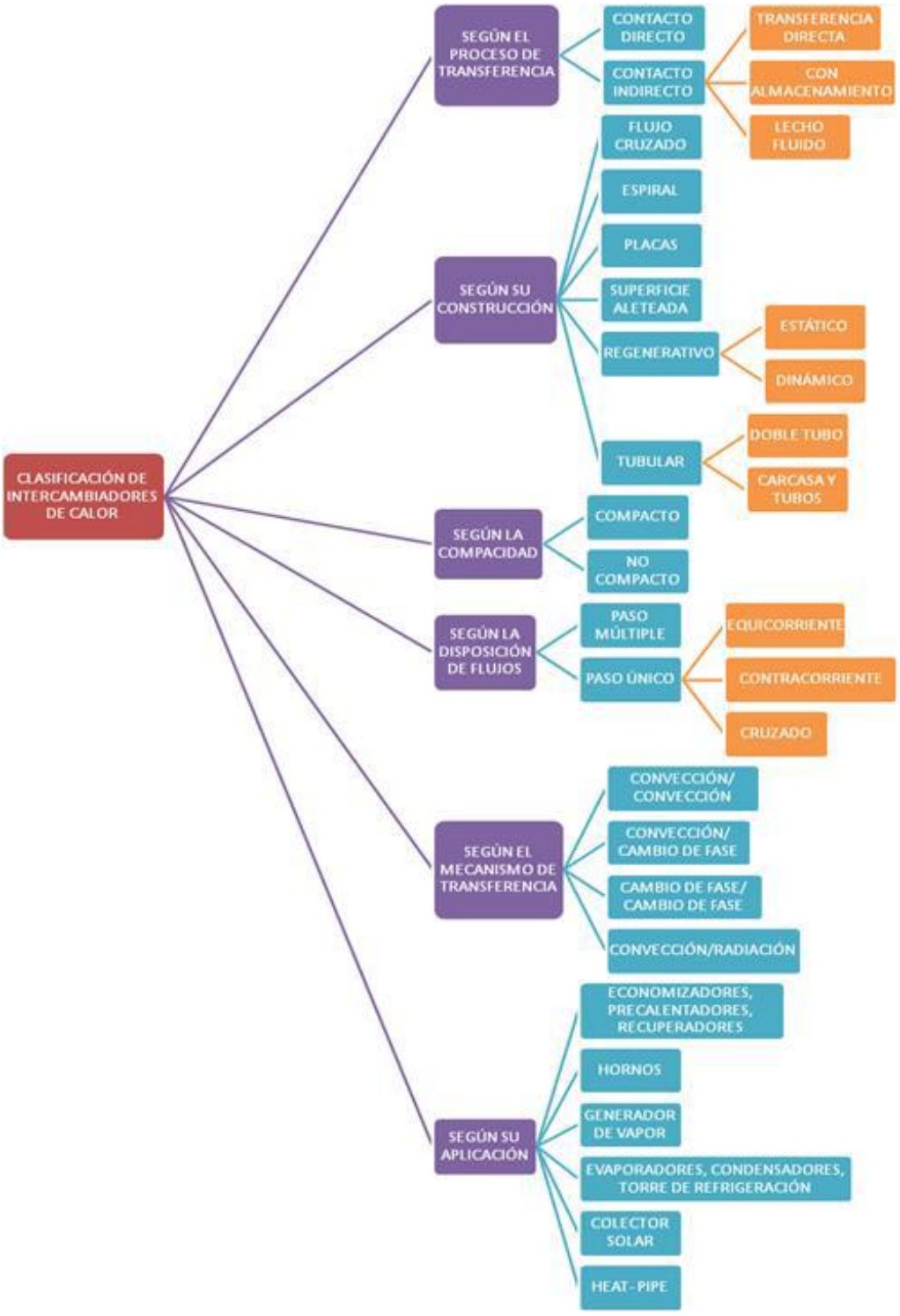


Figura 11: Clasificación de los intercambiadores de calor

2.2.1 - CLASIFICACIÓN SEGÚN SU APLICACIÓN

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos ámbitos cotidianos de nuestras vidas. Estos sirven, como su nombre indica, para ganar calor o emitir calor en determinados procesos.

Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos.

2.2.1.1 - PRECALENTADOR

En Caldera de vapor de grandes dimensiones, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final.

El precalentamiento en etapas, incrementa la eficiencia de la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, como es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura.

En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas.

Al entrar el vapor al intercambiador de calor y fluir alrededor de los tubos, éste transfiere su energía térmica y se condensa. El vapor entra por la parte superior de la carcasa del intercambiador de calor, donde transfiere no solamente el calor sensible (cambio de temperatura) sino también transfiere su calor latente de la vaporización (condensación del vapor en agua).El vapor condensado entonces sale como líquido en el fondo del intercambiador de calor. El agua de alimentación entra al intercambiador de calor en el extremo inferior derecho y fluye por los tubos.

Obsérvese en la figura número 6 que la mayoría de estos tubos estarán debajo del nivel de fluido en el lado de la carcasa. Esto significa que el agua de alimentación está expuesta al vapor condensado primero y en seguida viaja a través de los tubos y por detrás alrededor del extremo superior derecho del intercambiador de calor. Después de realizar el cambio de

sentido, el agua de alimentación parcialmente calentada está sujeta a la entrada de vapor más caliente que entre a la carcasa. El agua de alimentación es calentada a mayor temperatura por el vapor caliente y después sale del intercambiador de calor.

En este tipo de intercambiador de calor, el nivel de fluido del lado de la carcasa es muy importante en la determinación de la eficacia del intercambiador, pues el nivel de fluido del lado de la carcasa determina el número de tubos expuestos al vapor caliente.

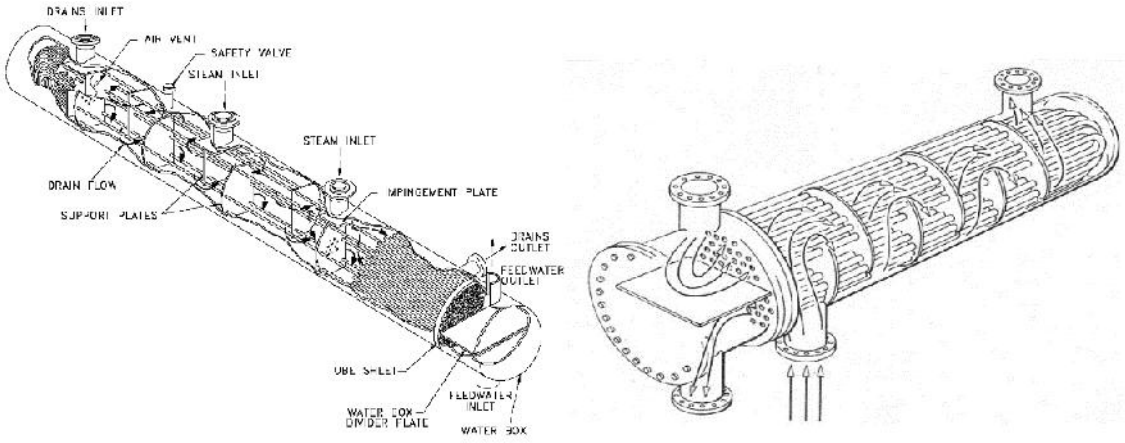


Figura 12: Precalentador

2.2.1.2 - HORNOS

Un calentador por combustión (FIRED HEATER), es un intercambiador de calor en el que el fluido de proceso fluye dentro de tubos y se calienta por radiación procedente de una llama de combustión y por convección desde los gases calientes de esta.

Normalmente los hornos se dividen en tres partes:

Sección RADIANTE: donde los tubos están en presencia de la llama. En esta parte la transmisión de calor es por radiación en un 80 % aproximadamente y un 20 % por convección de la circulación de gases calientes alrededor de los tubos.

Sección de CONVECCION: Los tubos están fuera del alcance de la llama. Los gases caliente se direccionan a través del paquete de tubos. El calor transmitido es por radiación del CO2 y H2O en los gases calientes además del calor por convección. Los tubos están equipados con aletas para mejorar las condiciones de transmisión de calor.

Sección de BLINDAJE (SHIELD) Las primeras filas de tubos del área de convección son la zona de CHOQUE (SHOCK) en ella los tubos no tienen aletas, reciben la misma cantidad de calor por ambos mecanismos.

Podemos clasificar los hornos en:

Tipos de horno

a) Tipo de caja o cabina (BOX HEATERS)

I) Tubos horizontales. Calentamiento simple

II) Tubos horizontales. Calentamiento doble

III) Tubos Verticales. Calentamiento doble

Consisten en un conjunto de cuatro paredes un suelo y un techo generalmente de acero con aislamiento interior de ladrillos refractarios. La sección de convección se sitúa en la parte superior y seguidamente se monta la chimenea. Los tubos de la sección de radiación se montan a lo largo de las paredes y la llama se genera a través de unos quemadores (burners).

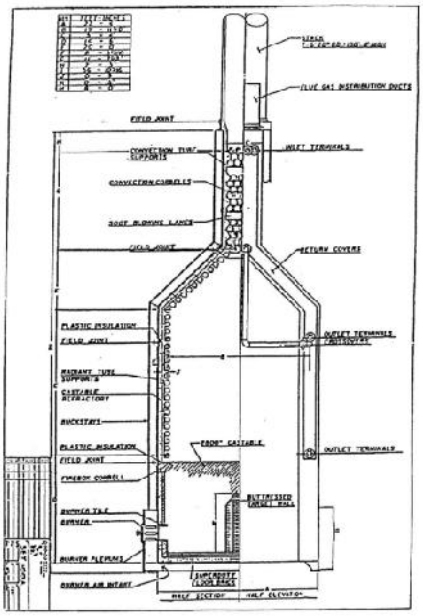


Figura 13: Horno de caja

I) Tubos horizontales. Calentamiento simple

Los tubos están montados horizontalmente en la pared lateral más larga en una capa simple. Se pueden montar varias series de tubos en paralelo en función del caudal. Se colocan a una distancia de la pared de 1,5 veces el diámetro de tubería

La sección de convección se monta directamente sobre la zona de radiación y consiste en un banco de tubos con distribución triangular equilátera y una separación de dos veces el diámetro de tubería.

Los quemadores pueden ser de varios tipos inferiores (botton), laterales (side) y finales (end).

II) Tubos horizontales. Calentamiento doble

En este caso están los tubos montados en el centro colgados sobre soportes.

III) Tubos Verticales. Calentamiento doble

Los tubos se colocan verticalmente en el centro del horno. Calentándose lateralmente.

b) Tipo cilíndrico vertical.

Consisten en un casco cilíndrico aislado colocado verticalmente con piso aislante y techo generalmente plano. Los quemadores se sitúan en el suelo. Los tubos se sitúan verticalmente con flujo ascendente-descendente.

La sección de convección es similar a la de los de tipo caja o cabina.

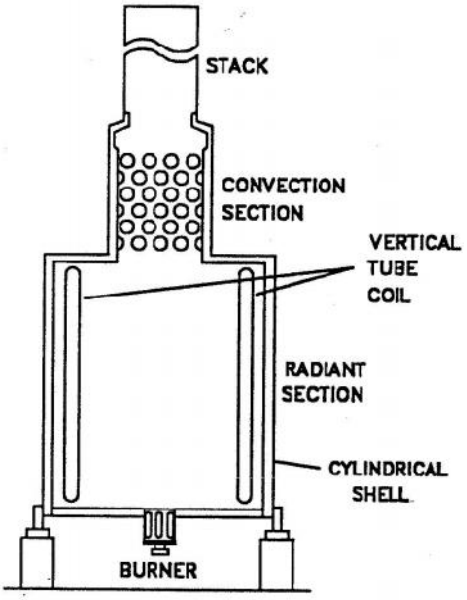


Figura 14: Horno de cabina

2.2.1.3 - RADIADOR

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos líquido/líquido solamente. Hay que tener en cuenta que un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Por ello, algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire/liquido.

El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire/ líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por el motor y toma el calor expelido hasta llevarlo al radiador. Este líquido refrigerante fluye entonces por tubos que utilizan aire fresco del ambiente para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Como el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior y se los tubos las cuales mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia.

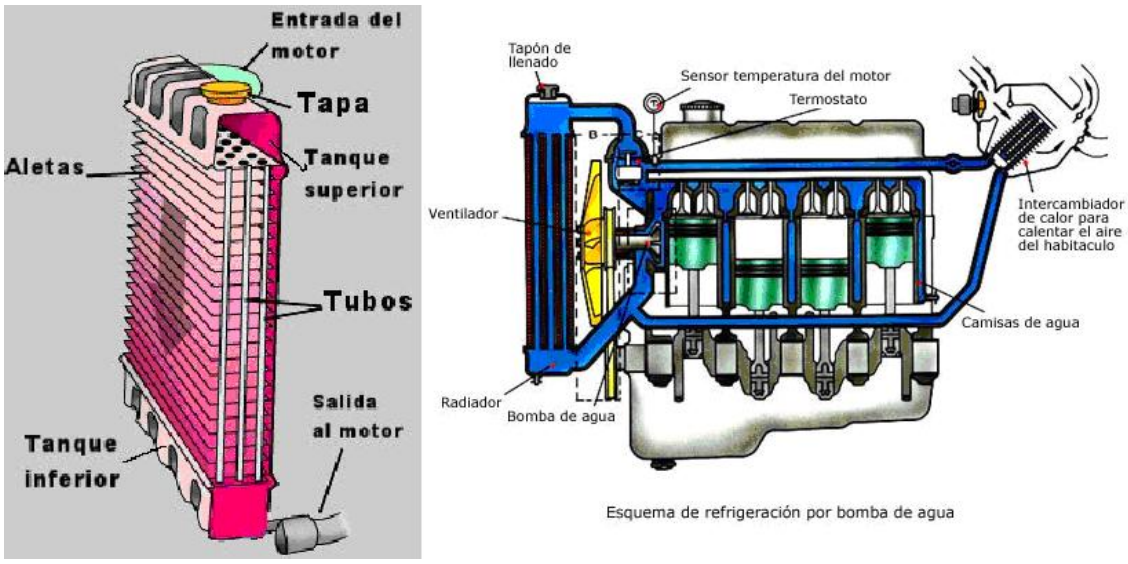


Figura 15: Radiador

2.2.1.4 - AIRE ACONDICIONADO, EVAPORADOR Y CONDENSADOR

En un sistema central de aire acondicionado, el aire es atraído al sistema de conductos a través del sistema de retorno de aire. Instalado en el sistema de retorno de aire hay un intercambiador en el evaporador. El intercambiador del evaporador está conectado al condensador, la unidad que está fuera de la casa, por un tubo de cobre. El refrigerante es bombeado desde el condensador al intercambiador del evaporador. A la vez que el refrigerante está circulando por el interior del evaporador, el aire caliente del interior de la casa está pasando sobre el evaporador. Como el refrigerante está más frío que el aire caliente, el refrigerante absorbe calor del aire.

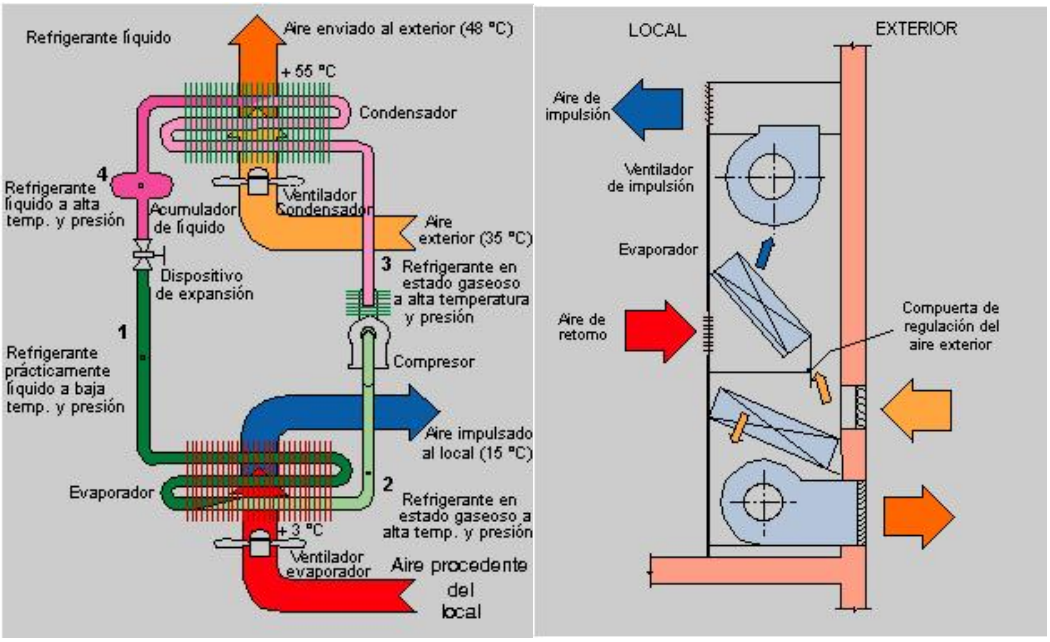


Figura 16: Esquema evaporador y condensador

El refrigerante es expulsado fuera, al condensador. Cuando el refrigerante caliente está en el condensador, es comprimido por el compresor; la compresión del refrigerante hace que éste hierva. El refrigerante al hervir, despide el calor que ha absorbido dentro de la casa. Entonces atraviesa la bobina dentro del condensador donde se enfría de nuevo y está listo para volver dentro y absorber más calor del interior de la casa.

Mientras este proceso está funcionando, la temperatura y la humedad relativa dentro de la casa bajan. El nivel de humedad relativa baja porque el aire más frío no puede contener tanto vapor. Según se va enfriando el aire, éste cede algo de vapor y queda acumulado en la base del intercambiador del evaporador y es entonces cuando se va.

En resumen, la unidad interior (de pared, suelo, techo..) es la que absorbe el exceso de calor de la habitación y hace circular el aire frío por la misma, y la unidad exterior también llamada condensador, es a través de la cual se elimina el exceso de calor absorbido, hacia el exterior. Estas dos unidades están conectadas entre si por tuberías.

2.2.1.5 - CONDENSADORES DE VAPOR

El condensador del vapor es un componente importante en instalaciones de generación de potencia.

Se trata de un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización.

Es considerado un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones:

- Convertir el vapor usado en agua para devolverla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Como consecuencia de la conversión, disminuye el coste operacional de la planta permitiendo así reutilizar el agua de alimentación.

- Aumentar la eficiencia del ciclo permitiendo que éste funcione con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador).

El calor latente del vapor de la condensación pasa al agua, que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua. Ésta se enfría al ir bajando hasta el fondo del condensador.

En el mercado, existen diversos diseños de condensadores. El más común, en las instalaciones de generación de potencia, es el condensador de paso transversal simple.

Este tipo proporciona agua fría que pasa a través de los tubos rectos de una cavidad llena de agua en un extremo hacia otra cavidad llena de agua en el otro extremo. Debido a que el agua fluye una sola vez a través del condensador se le denomina de un solo paso. La separación entre las áreas de las cavidades con agua y el área donde se condensa el vapor, se realiza mediante una tapa en la cual se colocan los tubos.

Si se acumulan gases sin condensar en el condensador, el vacío disminuirá, mientras que la temperatura de la saturación se incrementará.

Los gases no condensables también cubren los tubos del condensador, reduciendo así el área superficial para la transferencia térmica del condensador. Esta área superficial también puede ser reducida si el nivel condensado aumenta sobre los tubos inferiores del condensador.

Una reducción en la superficie del intercambio térmico tiene el mismo efecto que una reducción en el flujo del agua de enfriamiento.

Si el condensador está funcionando muy cerca de su capacidad de diseño, una reducción en el área superficial efectiva incrementará la dificultad de mantener el vacío del condensador.

La temperatura y el caudal del agua de enfriamiento que pasa por el condensador controlan la temperatura del condensado. Esto alternadamente controla la presión de la saturación (vacío) del condensador.

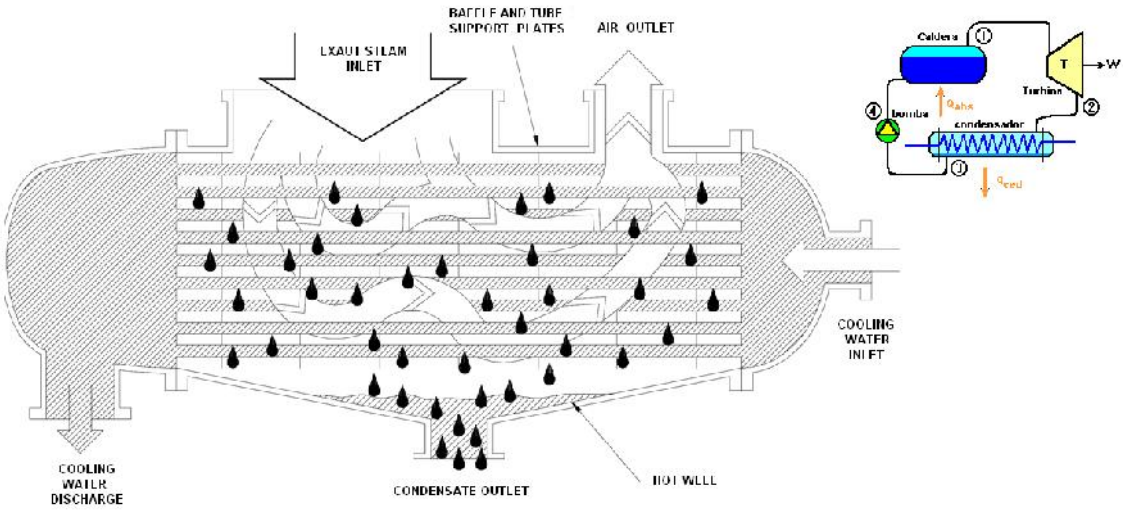


Figura 17: Condensador de vapor

2.2.1.6 – COLECTORES

Colector solar

Las instalaciones de energía solar térmica pueden ser de muchos tipos, desde pequeños equipos compactos por termosifón, hasta grandes instalaciones que se usan para múltiples aplicaciones, doméstica (ACS), calefacción, climatización de piscinas, instalaciones industriales, etc., pero todas ellas siguen estos principios fundamentales.

En una instalación de energía solar térmica, la energía que llega a nosotros de los rayos solares, es captada en forma de calor por un dispositivo especial que absorbe esa radiación llamado colector solar, también llamado placa solar.

Las placas solares están diseñadas de tal manera que las pérdidas de energía reflejada y emitida en forma de radiación y convección sean lo menores posible, existiendo diversos tipos de placas solares según el diseño que tengan para evitar estas pérdidas.

Por el interior de la placa circula un fluido caloportador, que puede ser agua, pero se suele usarse conjuntamente con un anticongelante, que aunque disminuye su capacidad calorífica evita los peligrosos riesgos para la instalación de una congelación en invierno.

Este fluido caloportador se conduce mediante una bomba por un sistema de válvulas y tuberías, para evitar perder el calor que hemos captado en las placas solares a un intercambiador de calor que cede este calor al agua caliente sanitaria (ACS), o en un intercambiador de calor para la calefacción.

El primer problema que puede surgir en este sistema es tener demanda de agua caliente o calefacción en momentos en que no hay energía solar, o haber energía solar pero no tener demanda. Para solucionar esto se usan los llamados acumuladores los cuales se definen como: un depósito donde se acumula el agua calentada útil para el consumo. Estos acumuladores tienen una entrada para el agua fría y una salida para la caliente. La fría entra por debajo del acumulador donde se encuentra con el intercambiador, a medida que se calienta se desplaza hacia arriba, que es desde donde saldrá el agua caliente para el consumo, la figura adjunta número 12 muestra un esquema de la instalación.

Para su correcto funcionamiento la instalación debe estar correctamente diseñada y asegurarse de que el acumulador funcione correctamente

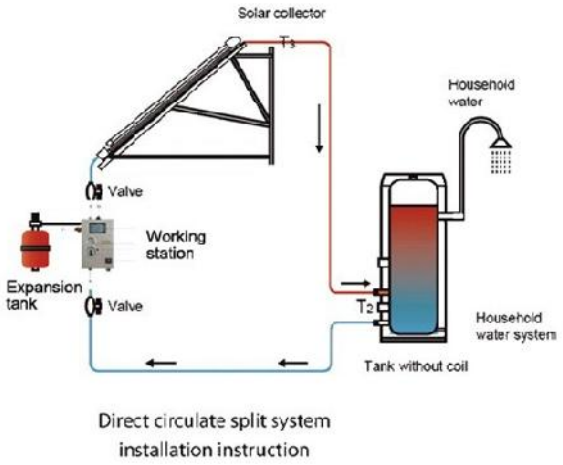


Figura 18: Esquema colector solar

2.2.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL PROCESO DE TRANSFERENCIA.

2.2.2.1 DE CONTACTO DIRECTO

En este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes en distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía; como ejemplo se tienen las torres de enfriamiento de agua con flujo de aire. El flujo de aire puede ser forzado o natural.

2.2.2.2 DE CONTACTO INDIRECTO

En este tipo de intercambiadores, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y luego se transmite al fluido frío, se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente regenerador. La intermitencia en el flujo de calor es posible debido a que el paso de las corrientes tanto caliente como fría es alternado; como ejemplo pueden mencionarse algunos precalentadores de aire para hornos. Aquellos equipos en los que existe un flujo continuo de calor desde la corriente caliente hasta la fría a través de una delgada pared divisora son llamados intercambiadores tipo transferencia directa o simplemente recuperadores, éstos son los más usados a nivel industrial.

2.2.3 DE ACUERDO A LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los mecanismos básicos de transferencia de calor entre un fluido y una superficie son:

2.2.3.1 CONVECCIÓN EN UNA SOLA FASE, FORZADA O LIBRE

2.2.3.2 CONVECCIÓN CON CAMBIO DE FASE, FORZADA O LIBRE: CONDENSACIÓN Ó EBULLICIÓN

2.2.3.3 UNA COMBINACIÓN DE CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

Cualquiera de estos mecanismos o una combinación de ellos pueden estar activos a cada lado de la pared del equipo. Por ejemplo, convección en una sola fase se encuentra en radiadores de automóviles, enfriadores, refrigeradores, etc.

Convección monofásica de un lado y bifásica del otro se puede encontrar en evaporadores, generadores de vapor, condensadores, etc. Por su parte la convección acompañada de radiación térmica juega un papel importante en intercambiadores de metales líquidos, hornos, etc.

2.2.4 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL NÚMERO DE FLUIDOS INVOLUCRADOS

La mayoría de los procesos de disipación o recuperación de energía térmica envuelve la transferencia de calor entre dos fluidos, de aquí que los intercambiadores de dos fluidos sean los más comunes, sin embargo, se encuentran equipos que operan con tres fluidos. Por ejemplo, en procesos criogénicos y en algunos procesos químicos: separación aire-helio, síntesis de amonio, etc.

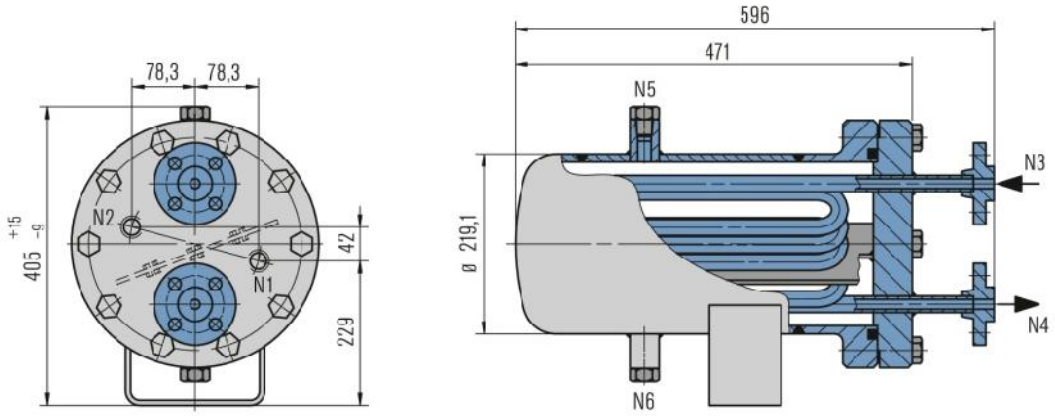


Figura 19: Intercambiador 3 fluidos involucrados

2.2.5 MODELOS DE INTERCAMBIADORES DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN DE LOS FLUIDOS

2.2.5.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PASO ÚNICO

Se distinguen tres tipos básicos:

2.2.5.1.1 FLUJO EN PARALELO O CORRIENTE

En este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo.

Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales

Termodinámicamente es una de las disposiciones más pobres, sin embargo, se emplea en los siguientes casos: cuando los materiales son muy sensibles a la temperatura ya que produce una temperatura más uniforme; cuando se desea mantener la misma efectividad del intercambiador sobre un amplio intervalo de flujo y en procesos de ebullición, ya que favorece el inicio de la nucleación.

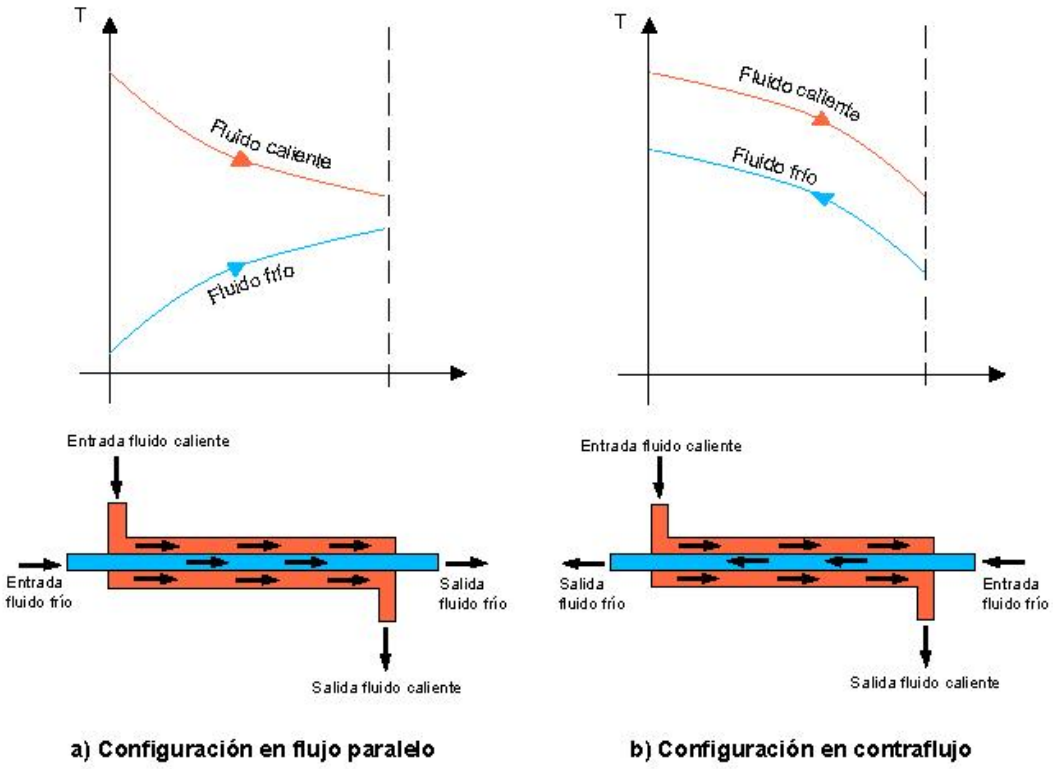


Figura 20: Configuraciones intercambiadores

2.2.5.1.2 FLUJO EN CONTRACORRIENTE O CONTRAFLUJO

En este tipo de fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales Esta es la disposición de flujo termodinámicamente superior a cualquier otra.

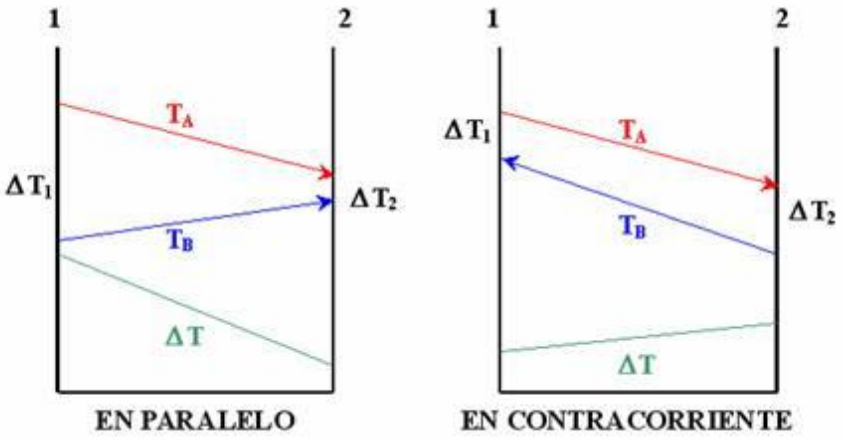


Figura 21;Gradiente de temperaturas

2.2.5.1.3 Flujo cruzado

En este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales.

Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia a las dos anteriores.

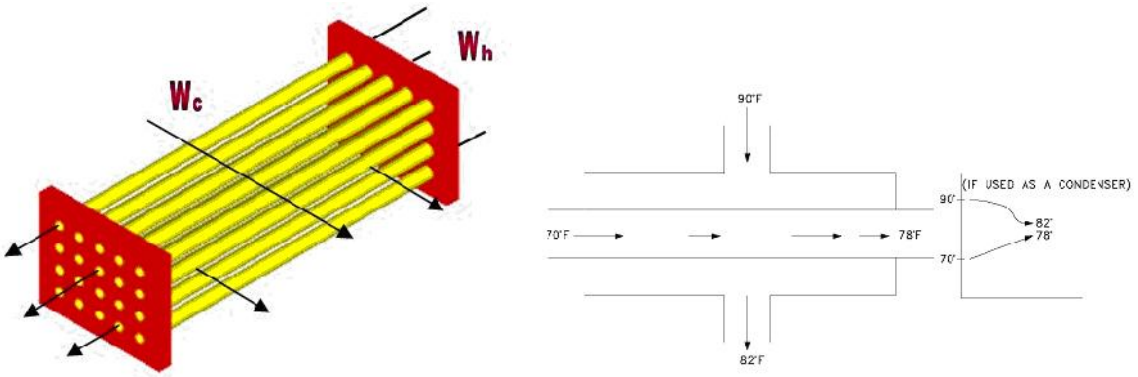


Figura 22: Intercambio tubular de flujos cruzados

2.2.5.1.4 INTERCAMBIADORES DE UN SOLO PASO (O PASO SIMPLE) Y DE MÚLTIPLE PASOS

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple.

Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiple pasos. Sí el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U"en los extremos, es decir, el doblez en forma de "U" permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador.

Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar bafles o platos dentro del intercambiador.

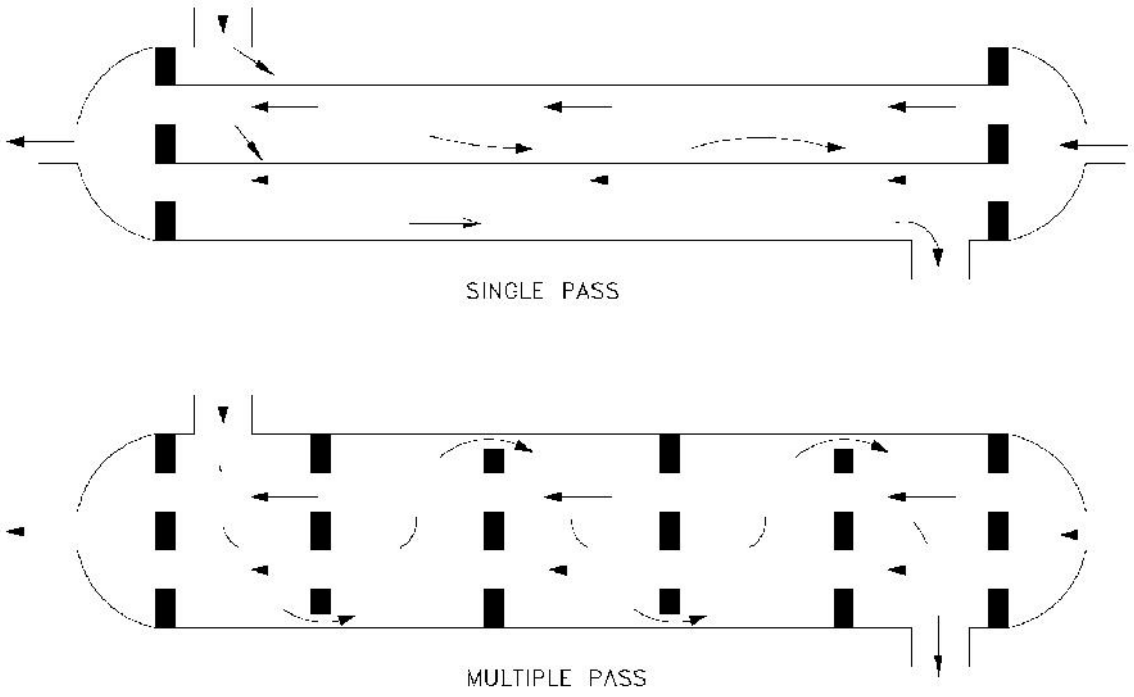


Figura 23: Diferencia entre intercambiadores de un paso respecto de múltiples pasos

2.2.6 CLASIFICACIÓN SEGÚN SU COMPACIDAD

Los criterios de clasificación son arbitrarios

Es un criterio importante porque se considera el tamaño, importante en aeronáutica, automoción, espacio, acondicionamiento de aire, criogenia...

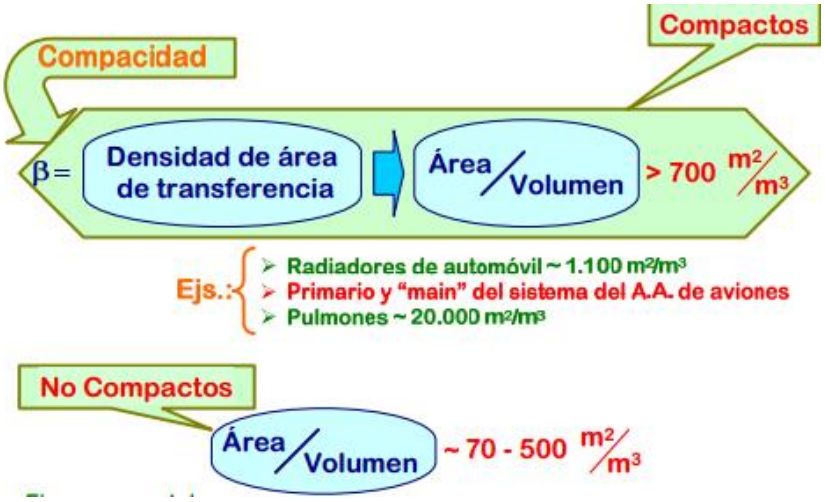


Figura 24: Criterios de clasificación de intercambiadores

Ej.: carcasa y tubos.

Para mejorar la densidad de área, se utilizan aletas en los c.c. gas - líquido y en los c.c. gas - gas.

(El orden de magnitud del coeficiente de transferencia en gases es 1 orden menor que en líquidos).

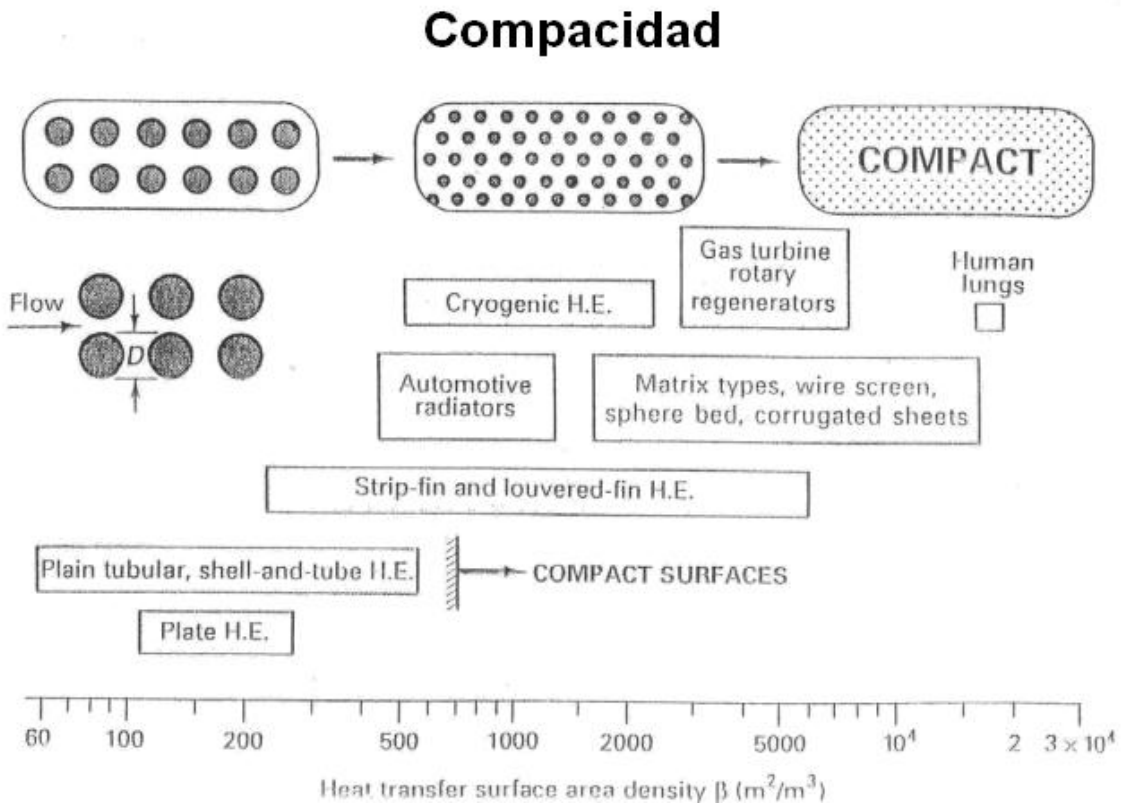


Figura 25: Transferencia de calor densidad de área de superficie

2.2.7 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIPO DE CONSTRUCCIÓN

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, en esta parte solo se van a describir algunos de los más importantes y más usados a nivel industrial.

2.2.7.1 INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

Este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.

La tubería interior se soporta mediante unas barras, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior.

Se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.

Estos equipos son sumamente útiles, ya que se pueden fabricar en cualquier taller de plomería a partir de partes estándar obteniendo así superficies de transferencia de calor a un costo muy bajo. Generalmente se ensamblan en longitudes efectivas de 12, 15 o 20 pies, en donde longitud efectiva se define como la distancia en cada rama sobre la que ocurre transferencia de calor, excluyendo la conexión en “U” del tubo interno y sus prolongaciones. Cuando estos equipos se emplean en longitudes mayores de 20 pies, el tubo interior tiende a pandear, lo que se origina una mala distribución de flujo en el ánulo.

La principal desventaja del uso de este tipo de intercambiador radica en la pequeña superficie de transferencia de calor que proporciona, por lo que si se emplean en procesos industriales, generalmente se va a requerir de un gran número de estos conectados en serie, lo que necesariamente involucra una gran cantidad de espacio físico en la planta.

Por otra parte, el tiempo y gastos requeridos para desmantelarlos y hacerles mantenimiento y limpieza periódica son prohibitivos comparados con otro tipo de equipos. No obstante estos intercambiadores encuentran su mayor utilidad cuando la superficie total de transferencia requerida es pequeña. Como las dimensiones de los componentes de estos equipos tienden a ser pequeñas, estas unidades son diseñadas para operar con altas presiones; además, los intercambiadores de doble tubo tienen la ventaja de la estandarización de sus componentes y de una construcción modular.

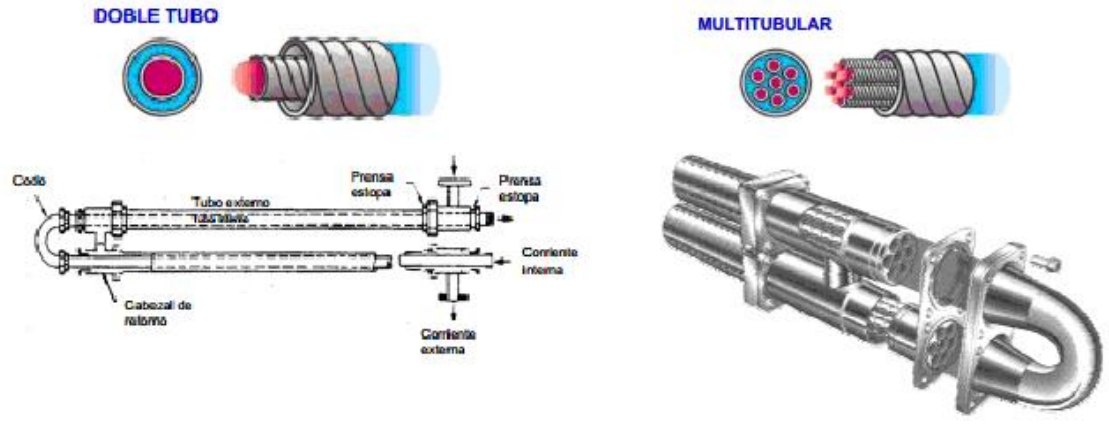


Figura 26: Intercambiadores de doble tubo / multitubular

2.2.7.2 INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CARCASA O DE TUBO Y CORAZA

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

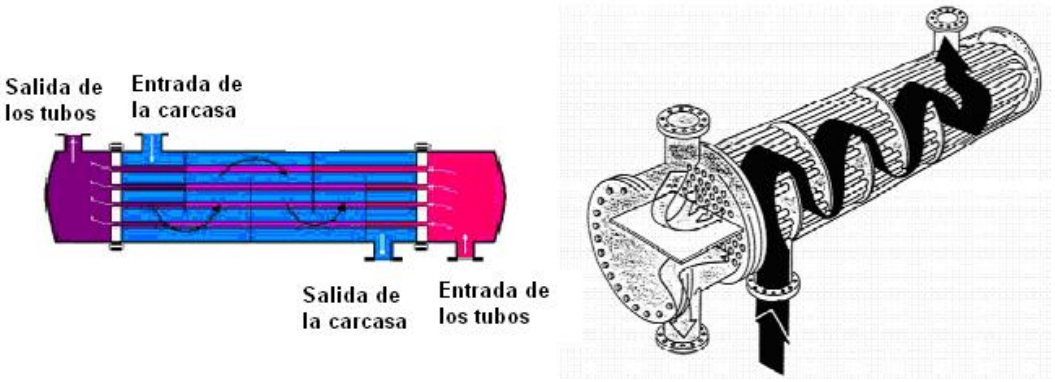


Figura 27: Intercambiador de carcasa y tubos

Consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez una serie de láminas denominadas deflectores que al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales.

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa. Y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se

pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

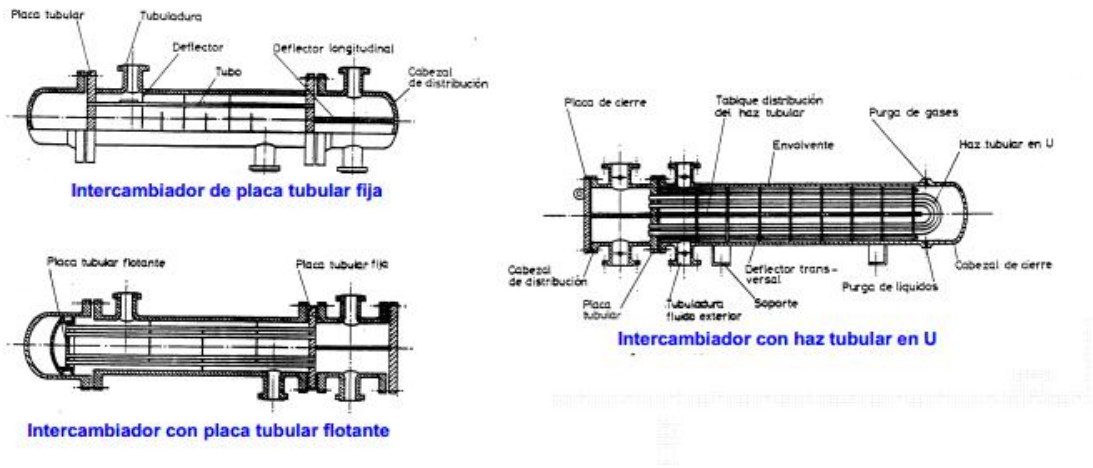


Figura 28: Diferentes configuraciones de intercambiadores de carcasa y tubos.

2.2.7.3 INTERCAMBIADORES ENFRIADOS POR AIRE Y RADIADORES

Son equipos de transferencia de calor tubulares en los que el aire ambiente al pasar por fuera de un haz de tubos, actúa como medio refrigerante para condensar y/o enfriar el fluido que va por dentro de los mismos. Comúnmente se le conoce como intercambiadores de flujo cruzado debido a que el aire se hace soplar perpendicularmente al eje de los tubos.

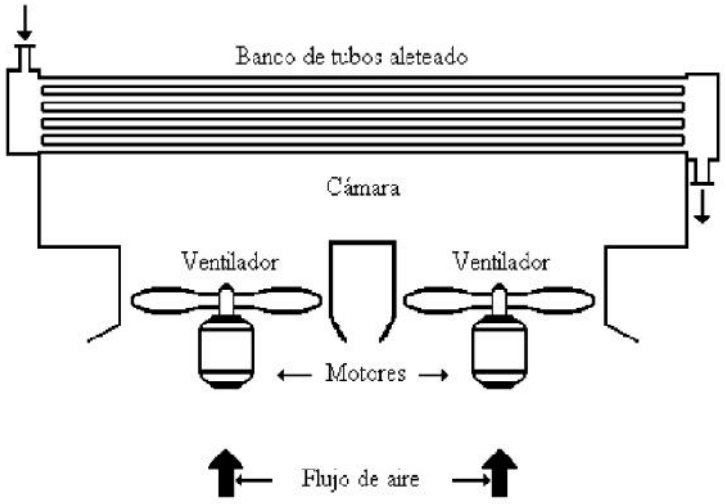


Figura 29: Intercambiador enfriado por aire y radiador

Consisten en un arreglo rectangular de tubos, usualmente de pocas filas de profundidad, donde el fluido caliente es condensado y/o enfriado en cada tubo al soplar o succionar aire a través del haz mediante grandes ventiladores. Debido a que el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo, es usual que los tubos posean aletas para aumentar la superficie de transferencia de calor del lado del aire. Las filas de tubos generalmente se encuentran colocadas en arreglo escalonado con el fin de incrementar los coeficientes de transferencia del aire. Una pequeña versión de estos intercambiadores son los radiadores usados en los sistemas de enfriamiento de los vehículos y en las unidades de aire acondicionado.

Los enfriadores de aire ocupan un área relativamente grande por lo que generalmente se ubican encima de equipos de proceso (tambores, intercambiadores, etc.). Como los ventiladores son generalmente muy ruidosos, no pueden instalarse cerca de áreas residenciales. Al diseñar estos equipos se debe tomar en cuenta el efecto de las pérdidas de calor de los equipos circundantes sobre la temperatura del aire de entrada, así como, tener mucho cuidado para que cumplan con los requerimientos de servicio aún en días calurosos y/o que el fluido no se congele dentro de los tubos en invierno.

El aire en vez del agua, podría parecer una elección obvia a la hora de seleccionar un refrigerante, ya que se encuentra en el ambiente en cantidades ilimitadas.

Desafortunadamente, el aire es un medio de transferencia de calor pobre en comparación con el agua, la que posee una conductividad térmica cerca de 23 veces mayor que el aire a 35 °C; el calor específico del agua es cuatro veces más grande y su densidad, comparada con la del aire a presión y temperatura atmosférica es unas 800 veces mayor. En consecuencia, para una determinada cantidad de calor a transferir, se requiere de una mayor cantidad de aire, aproximadamente 4 veces más en masa y 3200 en volumen. Como conclusión, a menos que el agua sea inasequible, la elección entre agua y aire como refrigerante depende de muchos factores y se debe evaluar cuidadosamente antes de tomar una decisión. Por lo general, este tipo de intercambiadores se emplea en aquellos lugares donde se requiera de una torre de enfriamiento para el agua o se tenga que ampliar el sistema de agua de enfriamiento, donde sean muy estrictas las restricciones ambientales en cuanto a los afluentes de agua ó donde el medio refrigerante resulte muy corrosivo o provoque taponamientos excesivos.

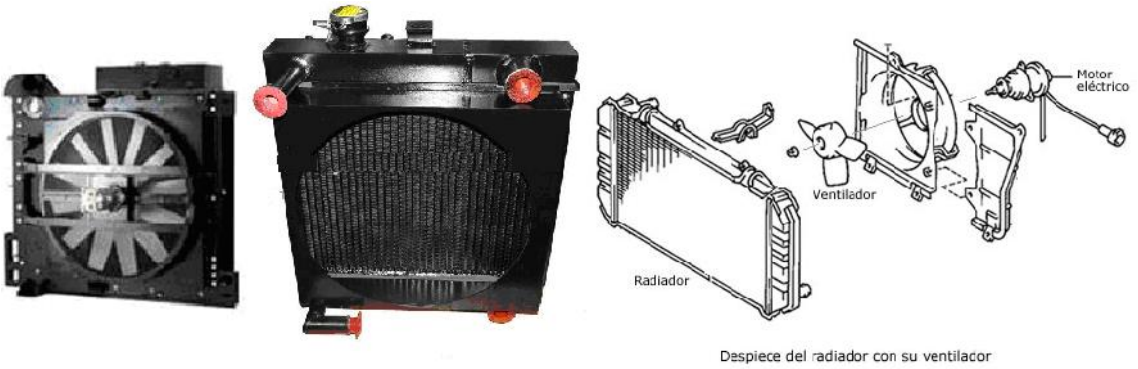


Figura 30: Intercambiador enfriado por aire y radiador

2.2.7.4 INTERCAMBIADORES DE PLACAS

A pesar de ser poco conocido, el intercambiador de placas, llamado también PHE (Plate Heat Exchanger) tiene patentes de finales del siglo XIX, específicamente hacia 1870, pero no fue sino hasta los años 30 cuando comenzó a ser ampliamente usado en la industria láctea por razones sanitarias. En este tipo de intercambiadores las dos corrientes de fluidos están separadas por placas, que no son más que láminas delgadas, rectangulares, en las que se observa un diseño corrugado, formado por un proceso de prensado de precisión.

A un lado de cada placa, se localiza una empaquetadura que bordea todo su perímetro. La unidad completa mantiene unidos a un cierto número de estas placas, sujetas cara a cara en un marco. El canal de flujo es el espacio que se forma, gracias a las empaquetaduras, entre dos placas adyacentes; arreglando el sistema de tal forma, que los fluidos fríos y calientes corren alternadamente por dichos canales, paralelamente al lado más largo. Existen aberturas en las 4 esquinas de las placas que conjuntamente con un arreglo apropiado en las empaquetaduras, dirigen a las dos corrientes en sus canales de flujo.

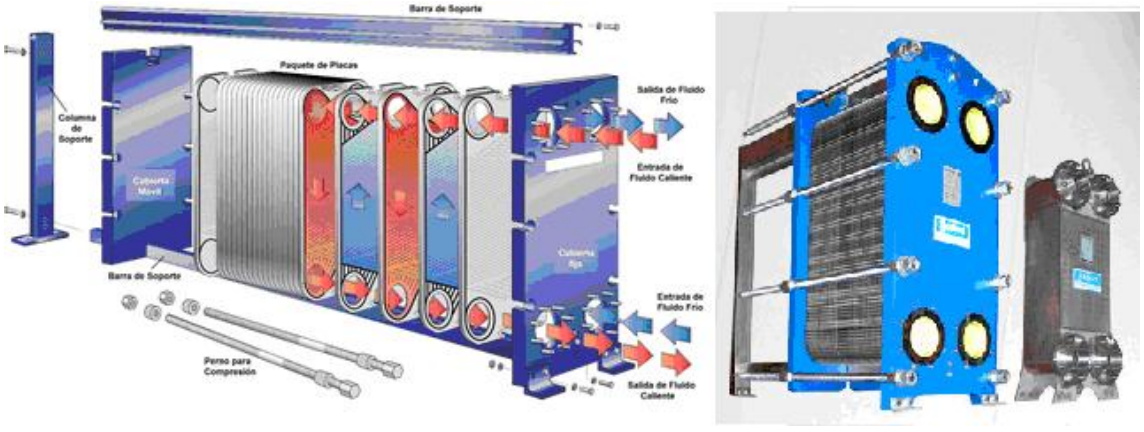


Figura 31: Intercambiador de calor de placas

Las placas son corrugadas en diversas formas, con el fin de aumentar el área superficial efectiva de cada una; continuos cambios en su dirección y velocidad, lo que a su vez redunda en la obtención de altos coeficientes de transferencia de calor, aún a bajas velocidades y con moderadas caídas de presión. Las corrugaciones también son esenciales para incrementar la resistencia mecánica de las placas y favorecer su soporte mutuo.

Estos equipos son los más apropiados para trabajar con fluidos de alta viscosidad y tienen como ventaja adicional, el ser fácilmente desmontables para labores de mantenimiento. No obstante, las condiciones de operación se encuentran limitadas por las empaquetaduras.

En los primeros equipos la presión era de 2 bar y la temperatura alrededor de 60°C. Pero a pesar de que el diseño básicamente ha permanecido inalterado, los continuos avances en los últimos 60 años han incrementado las presiones y temperaturas de operación hasta los 30 bar y 250 ºC respectivamente. Es importante destacar que la elección del material de las empaquetaduras se vuelve más restringida a altas temperaturas, lo que en consecuencia reduce el número de fluidos que pueden ser manejados por estos equipos bajo esas condiciones; además la vida útil de la unidad depende, en gran medida, del rendimiento de las empaquetaduras. Inicialmente, este tipo de equipos era usado en el procesamiento de bebidas y comidas, y aunque todavía retienen su uso en el área alimenticia, hoy en día son usados en una amplia gama de procesos industriales, llegando inclusive, a reemplazar a los intercambiadores de tubo y carcasa.

Una variante de los PHE se consigue si las placas son soldadas juntas en los bordes, lo que previene las fugas a la atmósfera y permite el manejo de fluidos peligrosos. Un equipo construido de esta forma, se le conoce como intercambiador de placas no empacadas, y tienen como desventaja el no poder abrirse para labores de mantenimiento, por lo que las labores de limpieza deben ser realizadas por métodos químicos. No obstante, las demás ventajas de las unidades de placas se mantienen. El diseño particular de este equipo permite alcanzar las presiones de operación que se manejan en los equipos tubulares convencionales, tales como tubo y carcasa, enfriados por aire y doble tubo. Sin embargo, todavía existe una limitación en cuanto al diseño en la que la diferencia de presión entre ambos fluidos no debe exceder los 40bar.

2.2.7.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR ESPIRALES

Alternativa de único canal

El calentamiento o el enfriamiento de fluidos viscosos o cargados de partículas es una tarea complicada para la mayoría de los tipos de intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor espirales con diseño compacto y de único canal son ideales para un excepcional rendimiento térmico y de tiempo de funcionamiento en estas tareas. Los espirales pueden alcanzar coeficientes de transferencias de calor elevados con fluidos cargados de partículas y, al mismo tiempo, evitar la contaminación, las obstrucciones, la distribución desigual de fluidos o los puntos muertos en ambos canales. Otras tareas significativas comprenden el servicio de vapor/líquido y gas o vapor/líquido, donde la capacidad de subenfriamiento del espiral y la extensa trayectoria de condensación maximizan la recuperación.

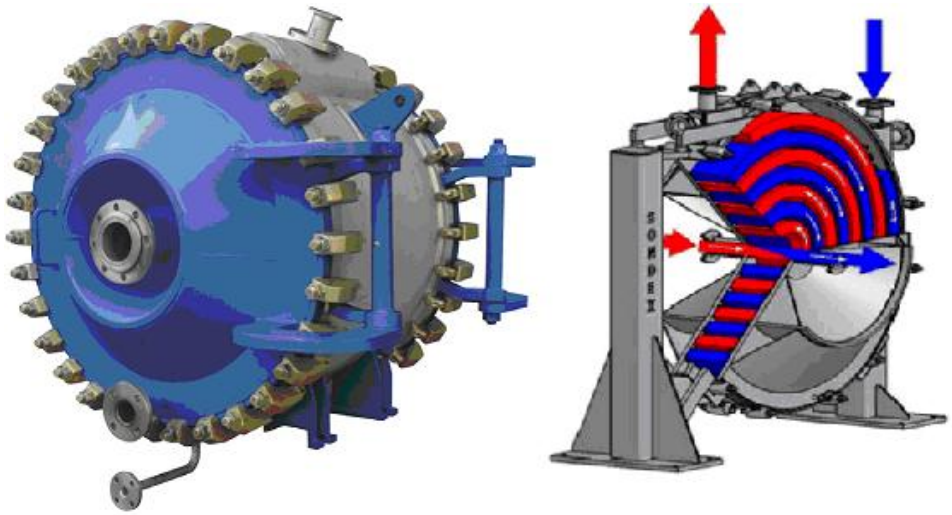


Figura 32: Intercambiador en espiral

Resistente a las obstrucciones y fácil de limpiar

El canal único de flujo del intercambiador de calor espiral tiene función de auto limpieza y es resistente a la contaminación debido a que el flujo no puede desviar la obstrucción. Como resultado, la distribución de flujo dentro de ambos canales se mantiene constante en todo el intercambiador. Se pueden alcanzar diferencias de temperaturas entre los fluidos de menos de 3°C (5°F). En cambio, la unidad de carcasa y tubos desarrolla un perfil de temperatura irregular ocasionado por la contaminación, la obstrucción del tubo y la mala distribución del flujo, con superficies erosionadas y puntos muertos.

En el caso del servicio cargado de partículas, el intercambiador de calor se debe instalar de modo que se prevea la facilidad de limpieza. En este caso, el espiral térmicamente eficiente y compacto se puede limpiar casi dentro de su propio espacio físico, lo que resulta ser una ventaja enorme. No solo la carcasa y los tubos de equivalente rendimiento térmico son

mucho más grandes, sino que además requieren más del doble de su espacio instalado para extraer el haz tubular para limpieza. Por lo tanto, en el servicio adaptado, el intercambiador espiral compacto se puede integrar fácilmente dentro de los espacios existentes con bajo costo de instalación.

Gracias a sus extremos abisagrados y con apertura, el espiral proporciona fácil acceso a ambos canales para limpieza e inspección visual. La unidad de carcasa y tubos se debe desarmar con cuidado para inspeccionar la carcasa y es necesario contar con un ámbito especial para inspeccionar cada tubo de manera individual.

Diseñado y construido especialmente para rendir y perdurar

El diseño del intercambiador de calor espiral está basado en dos a cuatro láminas metálicas sobre las cuales se sueldan espárragos espaciadores y, luego, se enrollan alrededor del núcleo con una lámina continua de grosor único desde el núcleo hasta la carcasa. Además, el diseño tiene una carcasa redondeada que cumple con la normativa, lo que permite un mejor cierre de juntas y un sellado de cobertura de extremo en comparación con el diseño tradicional no circular.

Diversos diseños de núcleo central para adaptarse, de manera precisa, a las exigencias de durabilidad y distribución de flujo de las aplicaciones individuales. El núcleo optimizado para tareas, junto con los pernos de espárragos y los canales, generan turbulencia de valores bajos del número de Reynolds. Se mejora la transferencia del calor y se reduce la contaminación.

Por naturaleza, el intercambiador espiral se debe poder abrir, limpiar y cerrar rápidamente, y debe ser a prueba de fugas durante el funcionamiento.

El intercambiador de calor espiral es un sistema de procesos para fines especiales e ingeniería a medida.

2.2.7.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR REGENERATIVOS

Un intercambiador de calor regenerativo, o más comúnmente un regenerador, es un tipo de intercambiador de calor donde el calor del fluido caliente se almacena de forma intermitente en un medio de almacenamiento térmico antes de que se transfiere al fluido frío. Para lograr esto el fluido caliente se pone en contacto con el medio de almacenamiento de calor, a continuación, se desplaza el fluido con el fluido frío, que absorbe el calor.

En los intercambiadores de calor regenerativos, el fluido a ambos lados del intercambiador de calor puede ser el mismo fluido. El fluido puede pasar a través de un paso de procesamiento externa, y entonces se hace fluir de nuevo a través del intercambiador de calor en la dirección opuesta para su posterior procesamiento. Por lo general, la aplicación utilizará este proceso cíclico o repetitivo.

Calefacción regenerativa fue una de las tecnologías más importantes desarrollados durante la Revolución Industrial, cuando se utiliza en el proceso de aire caliente en altos hornos. Fue utilizado más adelante en vidrio y acero, en las calderas de alta presión y productos químicos y otras aplicaciones, donde sigue siendo importante hoy en día.

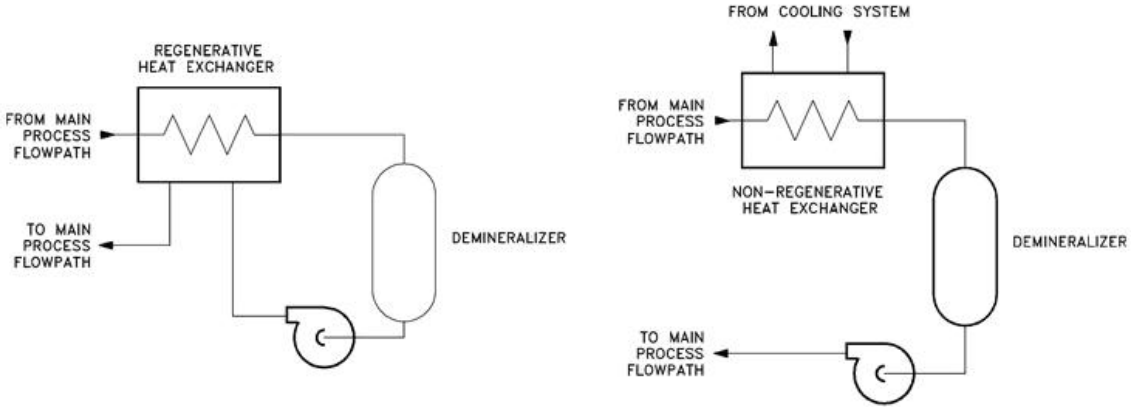


Figura 33: Esquema de intercambiador de calor regenerativo

2.2.8 OTROS TIPOS DE INTERCAMBIADORES

2.2.8.1 INTERCAMBIADORES TIPO SUPERFICIE RASPADORA (SCRAPED-SURFACE)

Estos equipos tienen un elemento rotatorio provisto de una cuchilla sujeta a un resorte, la cual sirve para limpiar la superficie de transferencia de calor. Se utilizan generalmente en plantas donde el fluido es muy viscoso o tiene tendencia a formar depósitos. Se construyen como los de doble tubo. El tubo interno se encuentra disponible en diámetros nominales de 150, 200 y 300 mm (6, 8 y 12 pulgadas, respectivamente); el tubo externo forma un pasadizo anular por donde fluye el vapor o el medio refrigerante y se dimensiona de acuerdo a las necesidades de la aplicación.

El líquido viscoso se mueve a una velocidad muy baja a través del tubo central, por lo que las porciones de líquido adyacentes a la superficie del mismo están prácticamente

estancadas, excepto cuando son removidas por las cuchillas. Así, el calor se transferirá principalmente por el mecanismo de conducción, desde el fluido que va por el ánulo, hasta el fluido viscoso, atravesando la pared del tubo interno. Como las cuchillas se mueven a una velocidad moderada, no habrá suficiente tiempo para que el calor penetre hasta el centro del tubo interno, sino solamente una distancia muy pequeña, por esta razón, la transferencia de calor en este tipo de equipos es análoga a la trasmisión de calor en estado no estacionario en un sólido semi-infinito.

Figura 34: Intercambiador de superficie raspadora

2.2.8.2 INTERCAMBIADORES TIPO BAYONETA

Consisten en tubo externo y otro interno; este último sirve únicamente para suplir el fluido al ánulo localizado entre el tubo externo y el interno. El tubo externo está hecho normalmente de una aleación muy costosa y el tubo interno de acero de carbono. Los intercambiadores tipo bayoneta son de gran utilidad cuando existe una diferencia de temperatura extremadamente alta entre el fluido del lado de la carcasa y el del lado de los tubos, ya que todas las partes sujetas a expansión diferencial se mueven libre e independiente una de la otra. Estos intercambiadores se utilizan en servicios con cambio de fase donde no es deseable tener un flujo bifásico en contra de la gravedad.

Algunas veces se coloca en tanques y equipos de proceso para calentamiento y enfriamiento. Los costos por metro cuadrado para estas unidades son relativamente altos, ya que solamente el tubo externo transfiere calor al fluido que circula por la carcasa.

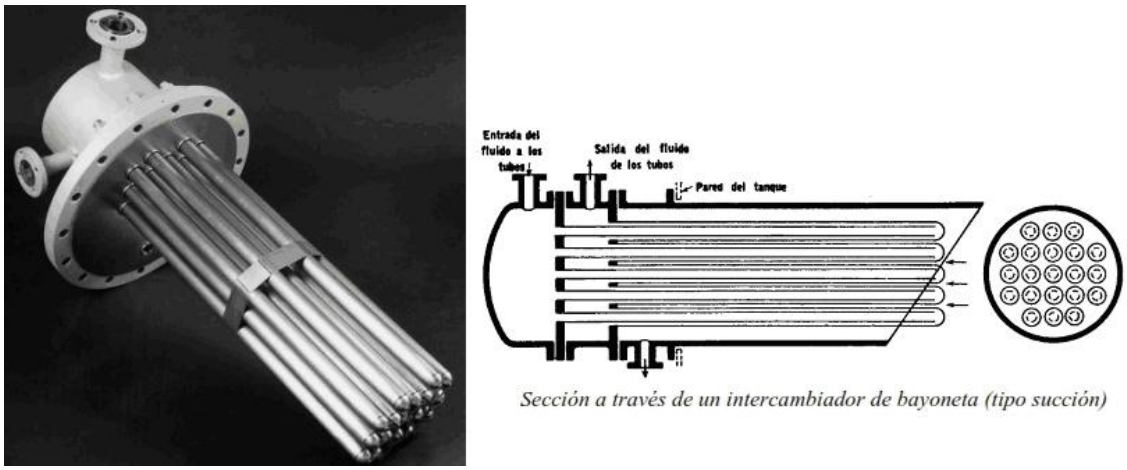


Figura 35: Intercambiador de bayoneta

2.2.8.3 ENFRIADORES DE SERPENTÍN

Consisten en serpentines sumergidos en un recipiente con agua. Aunque estos enfriadores son de construcción simple, son extremadamente costosos por metro cuadrado de superficie. Se utilizan por tazones especiales, por ejemplo, cuando se requiere un enfriamiento de emergencia y no existe otra fuente de agua disponible.

2.2.8.4 INTERCAMBIADORES DE LÁMINAS.

Estos equipos tienen aletas o espaciadores intercalados entre láminas metálicas paralelas, generalmente de aluminio. Mientras las láminas separan las dos corrientes de fluido, las aletas forman los pasos individuales para el flujo. Los pasos alternos están conectados en paralelo mediante el uso de cabezales apropiados, así, el fluido de servicio y el de proceso pueden canalizarse permitiendo el intercambio de calor entre ambos. Las aletas están pegadas a las láminas por medio de ajustes mecánicos, soldadura o extrusión. Estas son utilizadas en ambos lados de la placa en intercambiadores gas-gas. En los intercambiadores gas-líquido, las aletas son empleadas, usualmente, del lado del gas, donde la resistencia térmica es superior. Se emplean del lado del líquido cuando se desea suministrar resistencia estructural al equipo ó para favorecer la mezcla del fluido. Las condiciones típicas de diseño son presiones bajas (menores a 100 psi), mientras que las temperaturas dependen del material y método utilizado para la unión entre las aletas y las láminas. Estos equipos son muy usados en plantas de generación de fuerza eléctrica, en ciclos de refrigeración, etc…

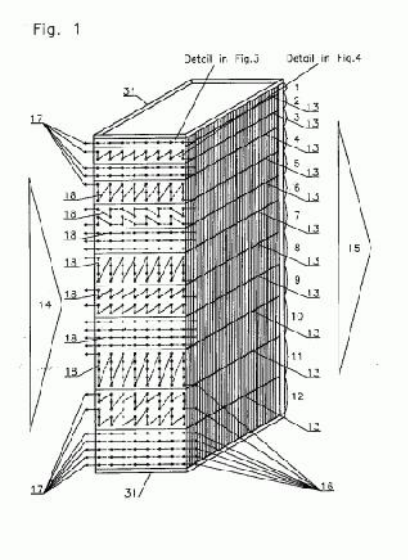


Figura 36: Intercambiador de láminas

2.2.8.5 CONDENSADORES DE CONTACTO DIRECTO

Consisten en una torre pequeña, en la cual el agua y el vapor circulan juntos. El vapor condensa mediante el contacto directo con las gotas de agua. Estos equipos se utilizan cuando las solubilidades del medio refrigerante y del fluido de proceso, son tales que no se crean problemas de contaminación de agua o del producto; sin embargo deben evaluarse las pérdidas del fluido de proceso en el medio refrigerante.

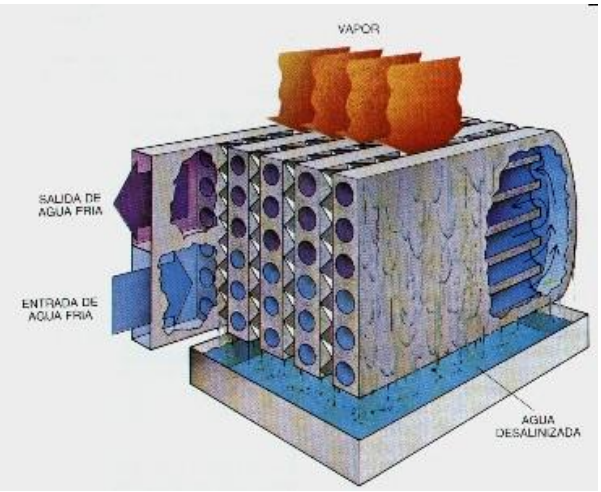


Figura 37: Condensador de contacto directo

2.2.8.6 ENFRIADORES DE PELÍCULA VERTICAL DESCENDENTE.

Son tubos verticales de cabezal fijo. El agua desciende por dentro de los tubos formando una película densa que intercambia calor con los vapores que ascienden.

2.2.8.7 ENFRIADORES EN CASCADA

Un condensador en cascada está constituido por una serie de tubos colocados horizontalmente uno encima del otro y sobre los cuales gotea agua de enfriamiento proveniente de un distribuidor. El fluido caliente generalmente circula en contracorriente respecto al flujo de agua.

Los condensadores en cascada se utilizan en procesos donde el fluido de proceso es altamente corrosivo, tal como sucede en el enfriamiento de ácido sulfúrico. Estas unidades también se conocen con el nombre de enfriadores de trombón y de gotas.

2.2.8.8 INTERCAMBIADOR DE FLUJOS CRUZADOS

El Intercambiador de Calor de Flujos Cruzados (TIFCB) está formado básicamente por un túnel rectangular de aire de acero inoxidable, resistente a la corrosión. Tiene una entrada en forma de boca de campana, y en su parte central dispone de una abertura central dispuesta longitudinalmente con dos apoyos de acero inoxidable para soportar las placas con los diferentes intercambiadores.

El túnel se encuentra instalado sobre la entrada de un potente ventilador centrífugo y conectado a él mediante una brida de acoplamiento elástica. Este ventilador aspira aire del interior del túnel y lo expulsa al exterior, consiguiendo el paso de la corriente de aire a través del túnel. Hay un variador de velocidad, para controlar el caudal de aire a través del túnel, mediante el control del ventilador.

El equipo TIFCB incluye dos tipos de intercambiadores: un intercambiador de espigas (multi-tubo) y un intercambiador de tubo único, donde se aloja el elemento calefactor.

Para la realización de todas las prácticas el equipo dispone de dos sensores de temperatura para medir la temperatura del aire en el túnel, antes y después de su paso por el intercambiador de calor, un sensor de temperatura de control alojado en el elemento calefactor, y un sensor de presión que nos permite determinar el caudal de aire a lo largo del túnel.

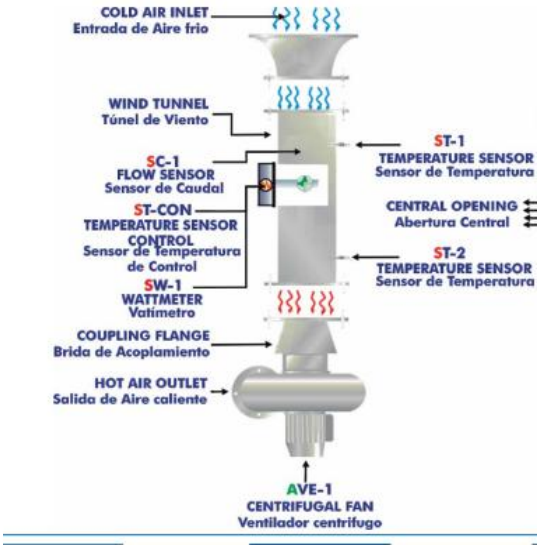


Figura 38: Esquema de intercambiador de flujos cruzados

2.2.8.9 INTERCAMBIADORES DE GRAFITO IMPERMEABLE

Se utilizan en aquellos servicios que son altamente corrosivos, como por ejemplo, en la extracción de isobutano y en las plantas de concentración de ácidos. Estas unidades se construyen de diferentes formas.

Los intercambiadores de grafito cúbico consisten en un bloque cúbico central de grafito impermeable, el cual es agujereado para formar pasadizos para los fluidos de proceso y de servicio. Los cabezales están unidos mediante pernos a los lados del cubo de manera de distribuir el fluido. Los cubos se pueden interconectar para incrementar el área de transferencia de calor.

Figura 39: Intercambiador de grafito impermeable

3 - DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

3.1 - PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y de disponer de equipos óptimos, no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también, en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

En la actualidad, existen varios tipos de intercambiadores de calor. Estos son elaborados con diferentes materiales, tamaños, y características dependiendo de las necesidades de uso, tipo de fluidos y volúmenes que se van a manejar.

3.2 - DEFINICIÓN DE OBJETIVOS

Tras el análisis de los diversos tipos de intercambiadores de calor, se ha decidido optar por el modelo propuesto por Ericson, es decir, un intercambiador de calor tipo tubo carcasa para enfriar agua. Dicho equipo ha sido seleccionado entre otras características por su amplio uso a nivel industrial y a su fácil funcionamiento.

La finalidad última es conectar los conceptos teóricos con la aplicación práctica para la creación futura de un prototipo.

3.3 – CONSIDERACIONES INICIALES

Para el estudio del problema planteado, se parte de unas características de entrada, que servirán de base para el desarrollo de intercambiador.

Características de entrada del intercambiador:

- Intercambiador del tipo: Carcasa y Tubos
- Es necesaria la utilización de 4 pasos por tubo.
- Tiene que cumplir los siguientes parámetros de entrada los cuales son:

1. Presión de diseño : Alta presión 400 bar- Baja presión 40 bar

2. Temperatura de diseño : Alta presión 380ºC - Baja presión 60ºC
3. Temperatura de funcionamiento : Alta presión 198ºC - Baja presión 40ºC
4. Salida de alta presión :caudal 0.24 m^3/hr –Tº 49ºC
5. Entrada de baja presión :caudal 5.625m^3/hr – Tº40ºC
6. Peso en vacío :140 kg
7. Conjunto de tubos (peso) : 10 kg
8. Peso intercambiador en funcionamiento : 145 kg
9. Normativas : ASME VIII / TEMA C
10. Factor de limpieza: 85% mínimo
11. Ratio térmico: 82 kW
12. .....

- El fluido que circula por el interior tanto de la carcasa como de los tubos es agua.
- Se tratará la cuestión como un problema adiabático (aislado térmicamente) puesto que por en el exterior del intercambiador se darán unas condiciones de presión y temperatura que no afectarán al diseño del mismo.

Para el inicio del proyecto y en base a los parámetros de entrada aportados, se ha realizado una búsqueda exhaustiva de información sobre modelos de intercambiadores similares al planteado. Concretamente se encontraron varios planos de la compañía FUNKE(empresa alemana), que coincidían con las especificaciones planteadas en el desarrollo de este proyecto y que han servido como referencia, para el diseño de algunas de las piezas.

A partir de la información obtenida, se ha realizado un estudio teórico del problema, teniendo en cuenta el cumplimiento de las normativas exigidas. A continuación, con el programa SOLIDWORKS, se han diseñado los componentes del intercambiador, en modelos 3D, y con FLOWSIMULATION una herramienta complementaria del SOLIDWORKS se ha realizado los estudios térmicos y fluido-dinámicos correspondientes, para conseguir el intercambiador proyectado.

Para iniciar el estudio se ha tomado como referencia un modelo de intercambiador con unas características de forma que permitieran iniciar el proceso de modelado y las simulaciones oportunas para llegar a desarrollar el intercambiador planteado en el proyecto. Se adjuntan los planos sobre los que se ha iniciado el proceso, correspondientes a las figuras 34 y 35.

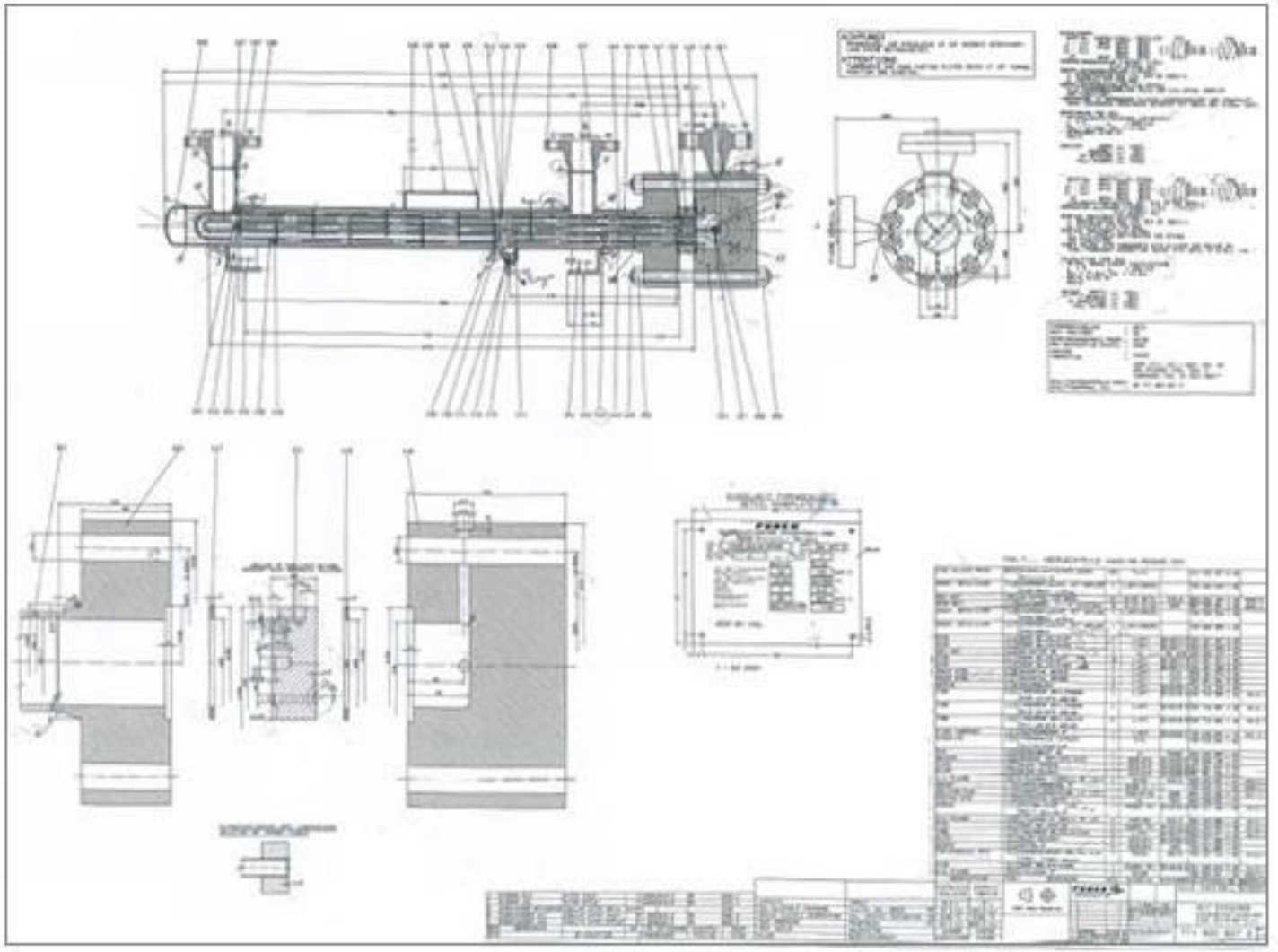


Figura 40: Plano 1 Intercambiador de Carcasa y Tubos

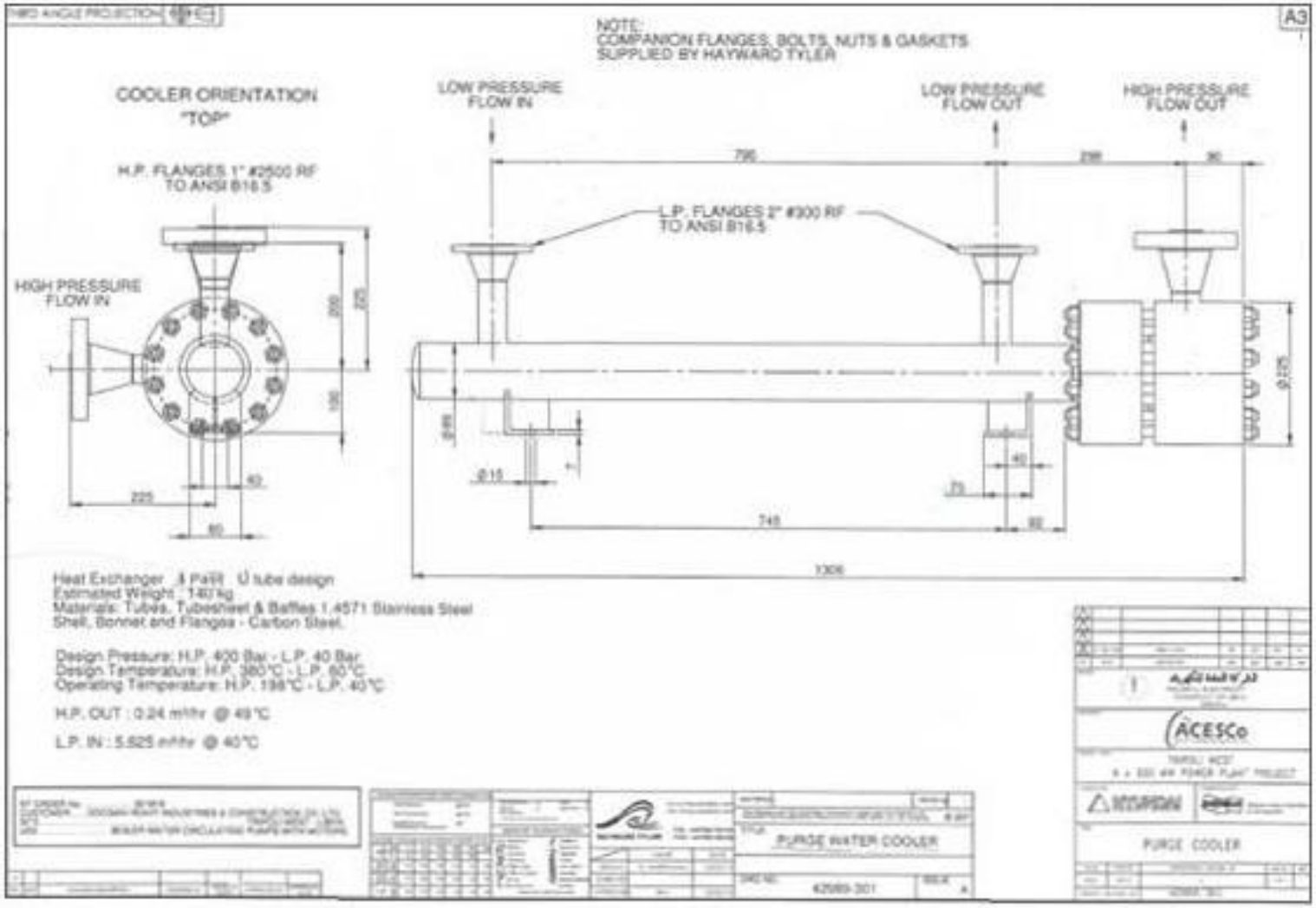


Figura 41: Plano 2 Intercambiador de Carcasa y Tubos

4 - NORMATIVA APLICADA A INTERCAMBIADORES DE CALOR

Todo equipo a presión está sometido a una legislación para su diseño, fabricación y uso.

A la hora de realizar un diseño puedes optar por distintas normativas relacionadas con un mismo tema, las cuales se tendrán que cumplir. No es necesario cumplir todas ellas, pero debemos indicar las que si cumplen ya que los límites marcados dependerá el proyecto a desarrollar.

En este caso se ha cumplido con la normativa de la DIRECTIVA 97/23/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 29 de mayo de 1997, relativa a las legislaciones de los estados miembros sobre equipos a presión.

4.1 - SÍNTESIS DE LA NORMATIVA APLICADA

El objetivo de la Directiva es armonizar las legislaciones nacionales de los Estados miembros relativos al diseño, la fabricación, las pruebas y la evaluación de la conformidad tanto de los equipos a presión; como de los conjuntos de equipos a presión, ensamblados para constituir una instalación funcional.

Debe garantizar su libre comercialización en la Unión Europea (UE) y en determinados países asociados, como los del Espacio Económico Europeo (EEE).

Lo dispuesto en la Directiva se aplica a los equipos sometidos a una presión máxima admisible superior a 0,5 bares (es decir, 0,5 bares por encima de la presión atmosférica) que presenten un riesgo en función de la presión.

Hay que tener en cuenta que dicha Directiva no se aplicará a los equipos que:

- Ya estén regulados dentro de la UE
- Representen un riesgo menor de presión («categoría I») y estén cubiertos por otras Directivas del «nuevo enfoque»
- No representen riesgos de presión elevada (como los radiadores)

- Representen riesgos de presión elevada, pero cuya inclusión no sea necesaria con miras a la libre circulación de mercancías o a la seguridad.

Todos los equipos y conjuntos a presión que entren en el ámbito de aplicación de la Directiva deberán ser seguros al comercializarse y ponerse en servicio.

Los Estados miembros deberán tomar medidas para garantizar que los equipos a presión sólo puedan comercializarse si no comprometen la seguridad ni la salud de las personas, los animales domésticos ni los bienes, cuando estén instalados, mantenidos convenientemente y se utilicen conforme al fin al que se destinan.

Con arreglo a los principios del<<nuevo enfoque>> de la armonización técnica y la normalización, el diseño y la fabricación de equipos a presión deben cumplir requisitos esenciales de seguridad.

Este nuevo enfoque implica que los Estados miembros no pueden prohibir, restringir ni obstaculizar la comercialización o la puesta en servicio de equipos a presión que se ajusten a lo dispuesto en la Directiva (provistos del marcado «CE»).

En cuanto a las normas europeas armonizadas, son elaboradas por el Comité Europeo de Normalización (CEN). Se supone que los equipos fabricados con arreglo a esas normas se ajustan a los requisitos esenciales de seguridad de la

Directiva.

El hecho de que algunas prescripciones de la Directiva no se apliquen de forma igualitaria a las distintas categorías de equipos a presión, da lugar a una clasificación. Para saber a qué categoría pertenece uno u otro equipo, es conveniente determinar:

- El tipo de equipo: recipiente, generador de vapor o tubería
- El estado físico de los fluidos en cuestión: gaseoso o líquido
- El grupo de fluidos al que se destina: grupo 1 o grupo 2.

El grupo 1 incluye los fluidos peligrosos, definidos en la Directiva 67/548/CEE relativa a la clasificación, embalaje y etiquetado de las sustancias peligrosas. El grupo 2 incluye todos los demás fluidos.

A partir de esta clasificación, los equipos a presión pueden desglosarse en cinco categorías en función del riesgo: categoría de buenas prácticas de la técnica al uso, categoría I (la de menor riesgo), categoría II, categoría III y categoría IV (la de mayor riesgo). Los riesgos se miden en función de los límites de presión o de los volúmenes indicados en la Directiva.

Los equipos a presión que respetan las buenas prácticas de la técnica al uso:

- Deben ajustarse a estas prácticas de la técnica.
- No están obligados a cumplir los requisitos esenciales de diseño, fabricación y pruebas.
- No están sometidos a la evaluación de la conformidad
- No pueden llevar el marcado «CE» (sin embargo, deben acompañarse con instrucciones de uso suficientes y llevar marcas que permitan identificar al fabricante o a su representante establecido en la Comunidad).

Las buenas prácticas de la técnica al uso se aplican a los equipos que no están sometidos a la evaluación de la conformidad pero que deben diseñarse y fabricarse con arreglo a las buenas prácticas de la técnica en un Estado miembro a fin de garantizar su utilización segura.

Los equipos a presión de las categorías I a IV deben cumplir los requisitos esenciales de diseño, fabricación y pruebas, respetar los procedimientos de evaluación de la conformidad y llevar el marcado «CE» y otras informaciones.

Antes de comercializar un equipo a presión de las categorías I a IV, los fabricantes deberán someter a cada equipo a un procedimiento de evaluación ‘‘módulo´´ de la conformidad con los requisitos esenciales de la Directiva. Están provistos distintos módulos para cada categoría de equipos a presión.

Los módulos de los productos de las categorías II, III y IV exigen que intervengan organismos notificados designados por los Estados miembros. Esos organismos aprueban y controlan el sistema de calidad de los fabricantes y llevan a cabo inspecciones directas de los productos.

Con respecto a los materiales, los fabricantes de equipos a presión deben respetar los requisitos de seguridad utilizando materiales que o bien se ajusten a las normas

armonizadas, o bien hayan sido objeto de una aprobación europea (documento técnico entregado por un organismo notificado, que define las características de materiales utilizados en la fabricación de equipos a presión que no están cubiertos por una norma armonizada), o bien se hayan sometido a una evaluación particular de los materiales.

4.2 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBOS SEGÚN LA NORMA TEMA

TEMA (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION) ha desarrollado una nomenclatura para designar los tipos básicos de intercambiadores de calor de carcasa y tubos. En este sistema, cada intercambiador se designa con tres letras, la primera indicando el cabezal delantero, la segunda el tipo de carcasa, y la tercera el cabezal posterior.

Se utiliza una amplia variedad de configuraciones en los intercambiadores de calor de carcasa y tubos, dependiendo del desempeño deseado de transferencia de calor, caída de presión y los métodos empleados para reducir los esfuerzos térmicos, prevenir fugas, fácil mantenimiento, soportar las presiones y temperaturas de operación, y la corrosión. Estos intercambiadores se construyen de acuerdo a las normas de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor Tubulares (TEMA), con algunas modificaciones, dependiendo del país.

TEMA también ha conformado una serie de normas mecánicas para la construcción, fabricación, y materiales constructivos de tres tipos de intercambiadores de calor tubulares: R, C, B. Los intercambiadores clase R son los usados en condiciones de operación severas, en procesos petroleros y afines. La Clase C designa a los intercambiadores usados en aplicaciones comerciales y procesos generales bajo condiciones moderadas. La clase B designa a los intercambiadores de calor de carcasa y tubos usados en procesos químicos.

Generalmente, en estos últimos, los materiales constructivos son no-ferrosos, mientras que en los Clase C y Clase R, se usan materiales ferrosos.

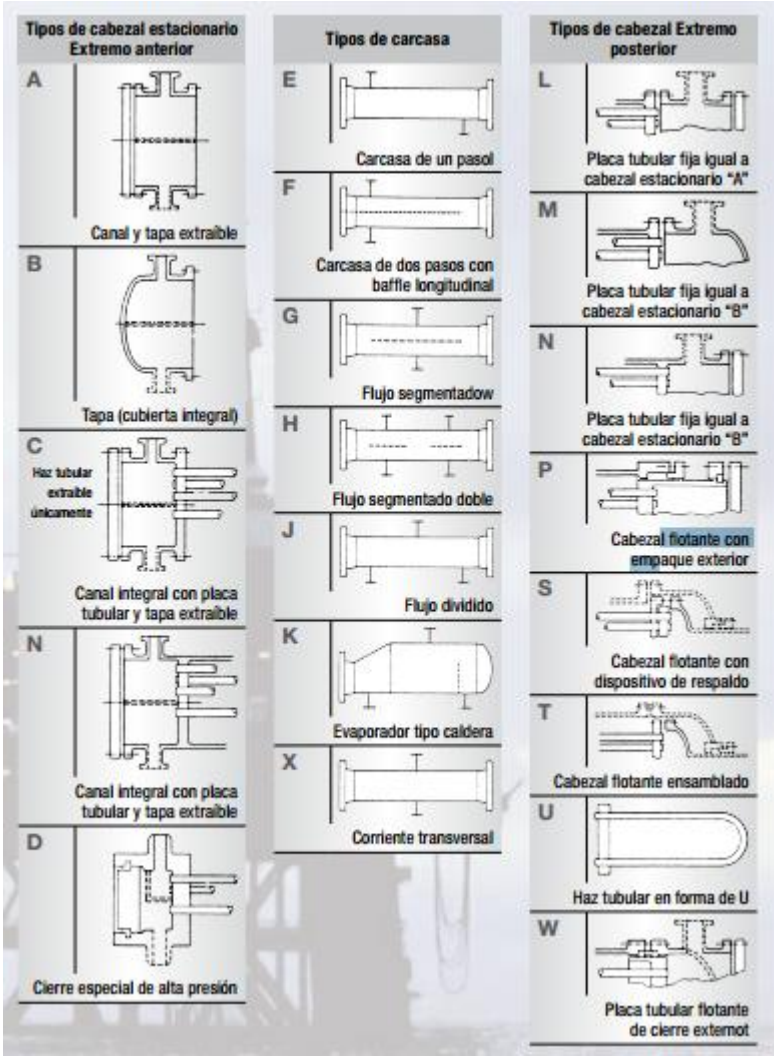


Figura 42: Normativa TEMA

Los tipos más frecuente de intercambiador son: AES, AEP, CFU, AKT, Y AJW.

Aunque pueden existir diferentes configuraciones a las mencionadas, estas no pueden ser identificadas por la nomenclatura TEMA.

4.3 APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR

Como ya se ha mencionado antes, La Clase C designa a los intercambiadores usados en aplicaciones comerciales y procesos generales bajo condiciones moderadas, el intercambiador a diseñar por tanto pertenece a esta clase, además tiene un cabezal flotante de tipo semiesférico y una carcasa tipo E (una entrada y una salida). En la figura 37 adjunta se pueden apreciar las configuraciones elegidas para el diseño.

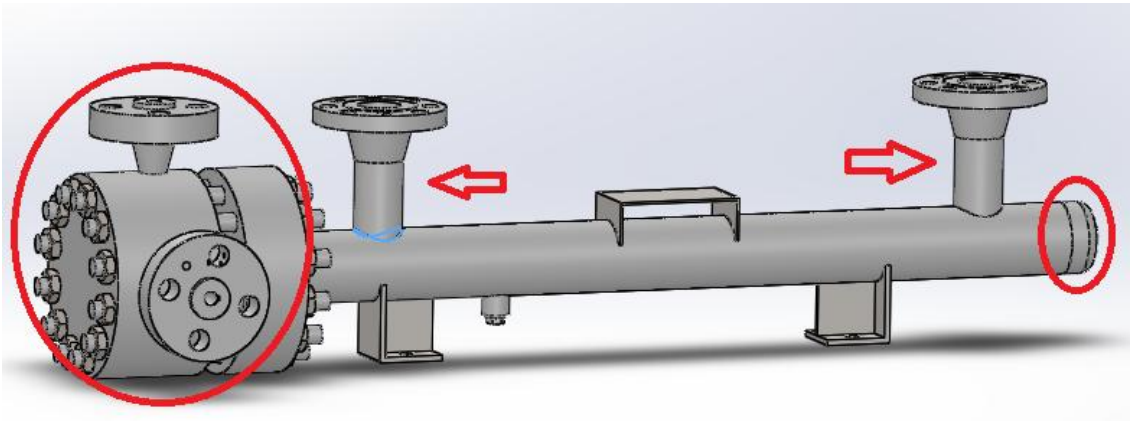


Figura 43: Modelo de intercambiador elegido para el diseño

5. - PARTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS

Para una correcta identificación de cada una de las partes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos se van a definir cada una de sus partes principales, así como un breve análisis de ellas.

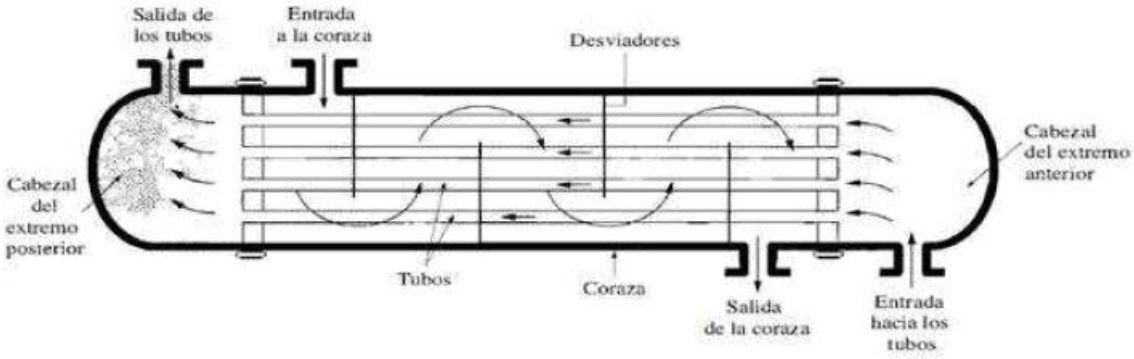


Figura 44: Intercambiador de carcasa y tubos

5.1. - TUBOS Y DISTRIBUCION

Los tubos son los componentes fundamentales, proporcionando la superficie de transferencia de calor entre el fluido que circula por el interior de los tubos, y la carcasa. Los tubos pueden ser completos o soldados y generalmente están hechos de cobre o aleaciones de acero. Otras aleaciones de níquel, titanio o aluminio pueden ser requeridas para aplicaciones específicas.

La economía en el diseño de intercambiadores de calor requiere que el área de transferencia de calor por volumen de intercambiador se maximice. Un número de tubos y área de transferencia se consiguen reduciendo el arreglo de tubos, usando un arreglo o red triangular y tubos de menor tamaño

La cantidad de pasos por los tubos y por la carcasa dependen de la caída de presión disponible. A mayores velocidades, aumentan los coeficientes de transferencia de calor, pero también las perdidas por fricción y la erosión en los materiales. Por tanto, si la pérdida de presión es aceptable, es recomendable tener menos cantidad de tubos, pero de mayor longitud en un área reducida. Generalmente los pasos por los tubos oscilan entre 1 y 8. Los diseños estándares tienen uno, dos o cuatro pasos por los tubos.

En múltiples diseños se usan números pares de pasos. Los números de pasos impares no son comunes, y provocan problemas térmicos y mecánicos en la fabricación y en la operación.

La selección del espaciamiento entre tubos es un equilibrio entre una distancia corta para incrementar el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa, y el espacio requerido para la limpieza. En la mayoría de los intercambiadores, la relación entre el espaciamiento entre tubos y el diámetro exterior del tubo varía entre 1,25 y 2.

El valor mínimo de relación se restringe a 1.25 porque para valores inferiores, la unión entre el tubo y la placa tubular se hace muy débil, y puede causar filtraciones en las juntas.

Sin embargo, consideraciones prácticas como limpieza de los tubos, tamaño del pasaje de flujo (caída de presión), uso de tubos, etc., restringen la disposición de los tubos a un

estándar universalmente adoptado de arreglo triangulares (30 o 60 grados), cuadrados (90 grados), a cuadrado rotado (45 grados).

El espesor de los tubos viene en función de la presión interna y del factor de corrosión regulado por el código ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

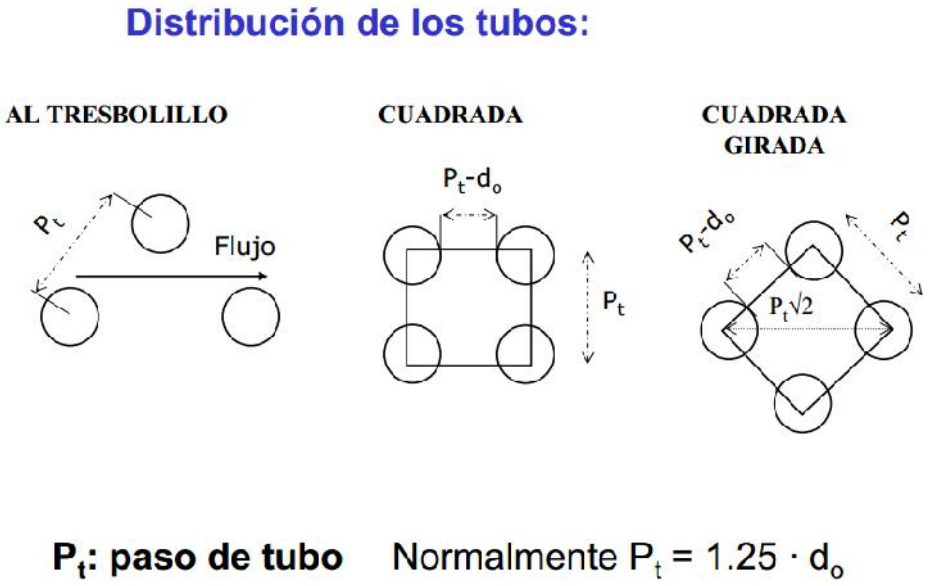


Figura 45: Formas de distribución de los tubos en un intercambiador de carcasa

Al tresbolillo → proporciona la placa tubular con mayor resistencia y la mayor turbulencia del lado de la carcasa.

→ Mayores velocs. de T.Q.

→ Mayores (-ΔP)

De difícil limpieza por el lado de la carcasa

Cuadrada → + fácil limpieza por lado de carcasa

Cuadrada girada → intermedia. + Turbulencia que en cuadrada. Posible limpieza exterior de tubos.

Los intercambiadores se diseñan para velocidades altas y mayor caída de presión a fin de reducir el ensuciamiento en el lado de la concha. Estas velocidades son responsables de

que muchos intercambiadores experimenten daños por vibración de los tubos. Los daños por vibración pueden clasificarse en daños tipo “deflector” y daño tipo “colisión”.

Generalmente los tubos oscilarán entre soportes de tubos o plantas de partición que actúan como nodos.

En los daños por vibración del tipo “deflector” la oscilación llega a un punto en que los tubos rozarán contra las planchas de soporte y finalmente fallarán por fatiga. Si la vibración aumenta, la amplitud de la oscilación aumentará hasta un punto donde los tubos chocarán entre sí o contra la carcasa. En estos casos los tubos se desgastarán por abrasión y ocurrirá la ruptura.

Otro tipo de daño frecuentemente encontrado es la de los tubos rotos cerca del cabezal de la carcasa y a la salida de las boquillas. Estos casos suceden por ignorancia o negligencia al no dejar suficiente área de entrada y salida. Ocurren entonces altas velocidades que causan rotura de los tubos o dobleces cerca de las boquillas.

Los daños potenciales por vibración en intercambiadores pueden ser anticipados usando el método de máxima velocidad. Este método fue desarrollado analizando las fuerzas que se alternan en los tubos y que resultan de la resonancia entre la frecuencia del vórtice del flujo estable del fluido y la frecuencia natural fundamental del tubo.

5.1.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CÁLCULO DE LOS TUBOS)

El espesor de los tubos viene en función de la presión interna y del factor de corrosión. A partir del código ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos), y con el programa SOLIDWORKS se ha calculado el espesor necesario para resistir esta presión.

Teniendo la configuración siguiente de tubos:

- 6 tubos en forma de U con un radio de 11 mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm.

- 4 tubos en forma de U con un radio de 19 mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm.

- 4 tubos en forma de U con un radio de 28 mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm.

Se adjunta la figura 40 para poder apreciar la forma de estos:

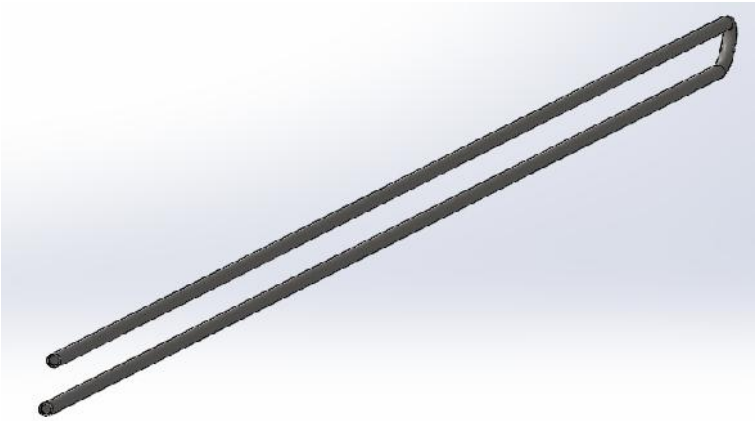


Figura 46: Tubo simple en forma de U para intercambiador de carcasa

La distribución de tubos considerada se muestra en la figura 41; de no ser así, no se dispondría de espacio suficiente para su correcto funcionamiento. La configuración elegida tiene una inclinación de 45 grados respecto a la vertical y es un intercambiador de 4 pasos por tubo.

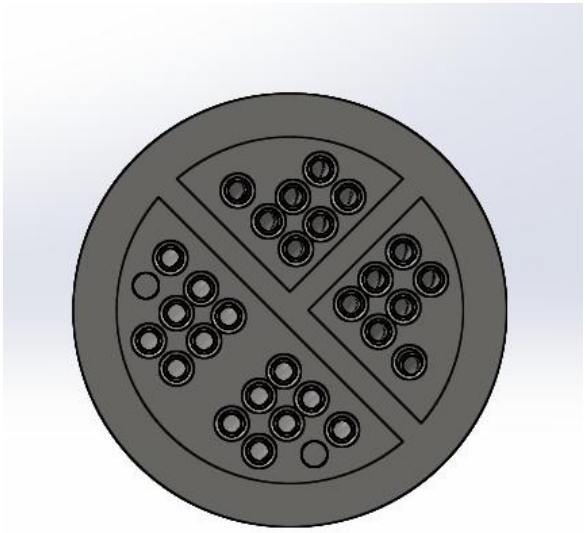


Figura 47: Distribución de 4 pasos por tubo, con inclinación de 45º sobre la vertical

En la figura 42 se muestra el ensamblaje (Placa tubular-tubos) completo:

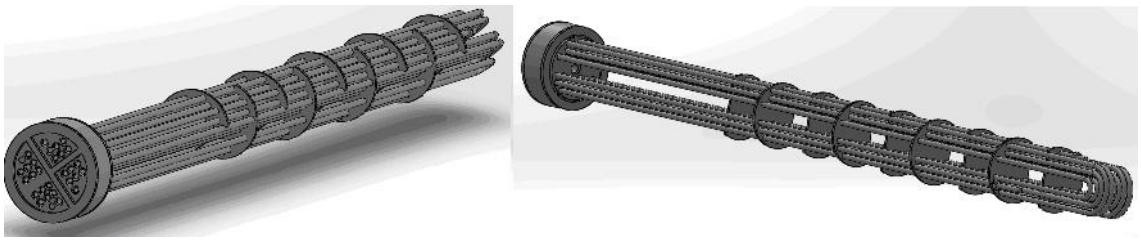


Figura 48: Ensamblaje final de tubos y placa tubular en el intercambiador de carcasa y tubos

5.2 - PLACA TUBULAR

Los tubos se mantienen en su lugar al ser insertados dentro de agujeros en la placa tubular, fijándose mediante expansión o soldadura esta técnica se llama abocardo.

La placa tubular es generalmente una placa de metal sencilla que ha sido taladrada para albergar a los tubos (en el patrón deseado) y las sujeciones de los deflectores.

En el caso de que se requiera una protección extra de las fugas puede utilizarse una doble placa tubular.

El espacio entre las placas tubulares debe estar abierto a la atmósfera para que cualquier fuga pueda ser detectada con rapidez. Para aplicaciones más peligrosas puede usare una placa tubular triple, sellos gaseosos e incluso un sistema de recirculación de las fugas.

La placa tubular además de sus requerimientos mecánicos debe ser capaz de soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos del intercambiador y debe ser compatible electroquímicamente con el material de los tubos. A veces se construyen de acero de bajo carbono cubierto metalúrgicamente por una aleación resistente a la corrosión.

Para la expansión térmica, solamente se permite que quede fijo uno de los soportes del intercambiador. El otro soporte deberá poder deslizar sobre una chapa. Para minimizar las reacciones de las tuberías, el soporte extremo de la cámara se selecciona fijo. Las excesivas deflexiones y tensiones en la junta del soporte con la concha, se evitarán seleccionando un material de soporte conveniente y eligiendo la localización apropiada. La localización de los soportes para intercambiadores de calor horizontales será determinada en la misma forma que se determinan para recipientes horizontales. Los intercambiadores verticales deberán soportarse en dos puntos como mínimo. Estos soportes deberán permitir la expansión radial de la unidad.

5.2.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (LA PLACA TUBULAR)

En el problema a tratar se cuenta con una placa tubular de 100 mm de diámetro exterior, en la cual se da una distribución de 4 pasos por tubo con una colocación de los tubos tenida en cuenta en el punto anterior (Tubos y distribución).

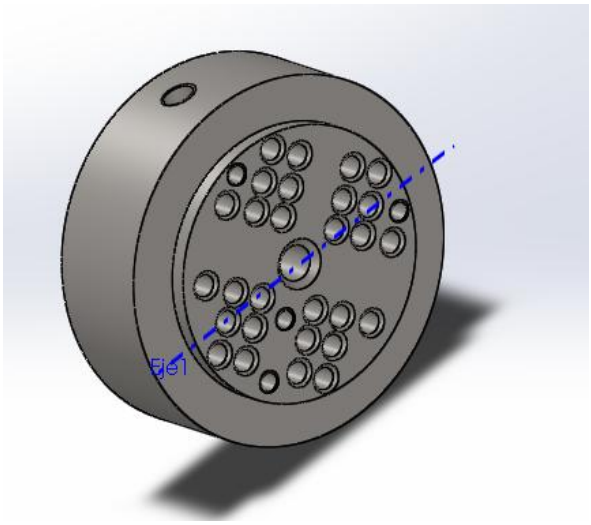


Figura 49: Placa tubular

Colocando una arandela donde se produce el cambio de diámetro conseguiremos dar la forma para conseguir los deseados 4 pasos por tubo y conseguir soportar una carga de apriete.

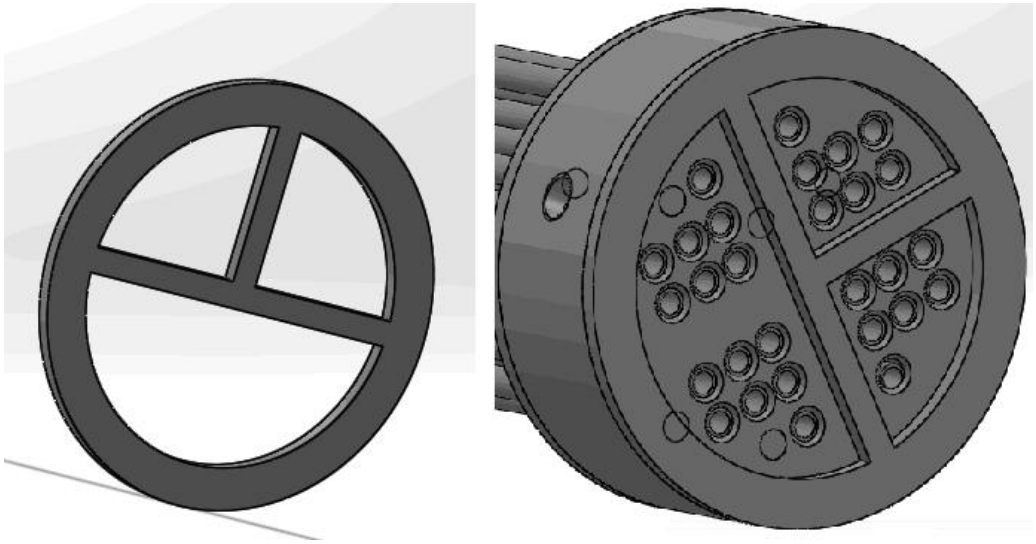


Figura 50: Arandelas para los cambios de diámetro en la placa tubular

5.3 - DEFLECTORES.

Hay dos tipos de deflectores, transversales y longitudinales.

El propósito de los deflectores longitudinales es controlar la dirección general del flujo del lado de la carcasa. Por ejemplo, las carcasas tipo F, G y H (según TEMA) tienen deflectores longitudinales.

Los deflectores transversales tienen dos funciones, la más importante es la de mantener a los tubos en la posición adecuada durante la operación y evita la vibración producida por los vórtices inducidos por el flujo. En segundo lugar ellos guían al fluido del lado de la carcasa para acercarse en lo posible a las características del flujo cruzado.

El tipo de deflector más común es el simple segmentado. El segmento cortado debe ser inferior a la mitad del diámetro para asegurar que deflectores adyacentes se solapen en al menos una fila completa de tubos. Para flujos de líquidos en el lado de la carcasa el corte del deflector generalmente es del 20 a 25 por ciento; para flujos de gas a baja presión de 40 a 45 por ciento, con el objetivo de minimizar la caída de presión.

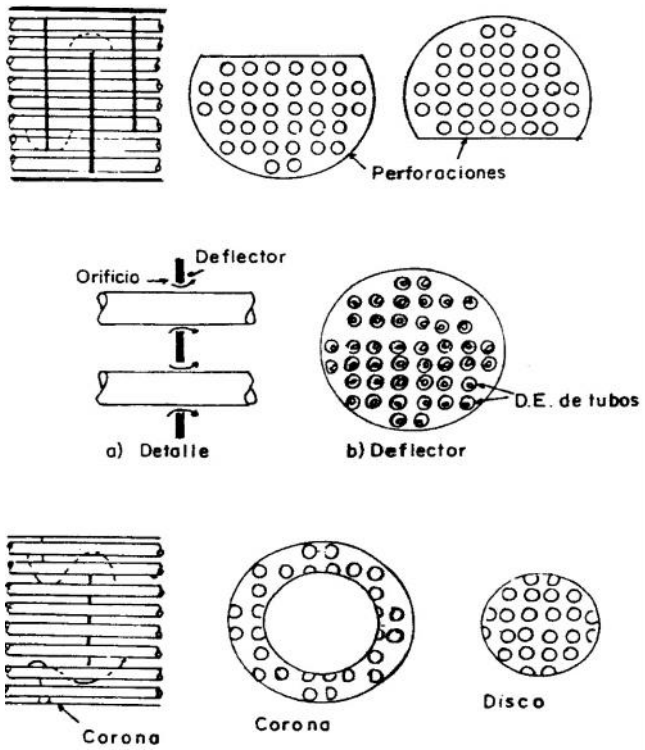


Figura 51: Formas de los deflectores

5.3.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (DEFLECTORES)

En el diseño se ha optado por la opción más común, es decir, unos deflectores con un corte al 25% de su longitud total con una distribución de agujeros similar al de la placa tubular para conseguir un modelo coherente, alternando el corte de forma simétrica de estos para conseguir un paso del fluido óptimo dejando un espacio de 77 mm entre cada uno de ellos, exceptuando el primero para el cual se dejará una distancia igual a 332 mm respecto de la placa tubular. Quedando de la siguiente manera como puede apreciarse en la figura 46:

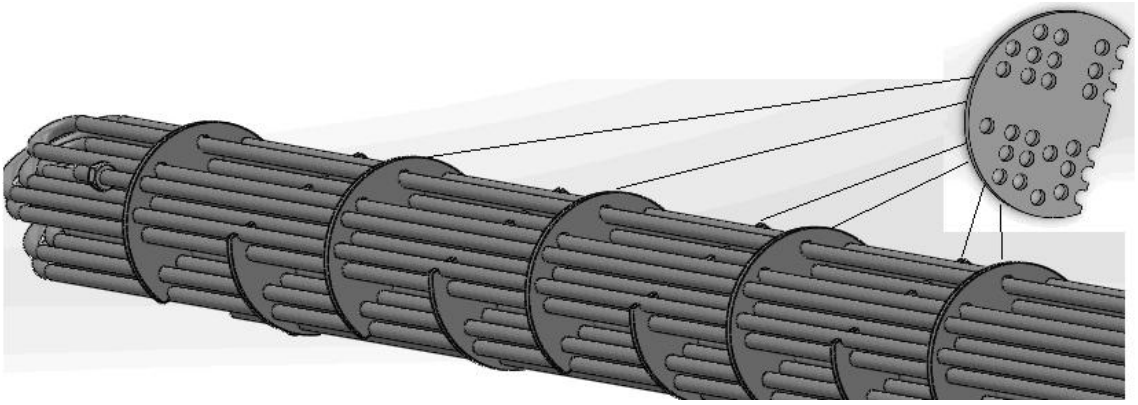


Figura 52: Deflectores en el intercambiador

5.4 - CABEZAL

Los recipientes sometidos a presión interna, pueden estar construidos por diferentes tipos de cabezales. Entre ellos figuran las tapas planas, semielípticas, semiesféricas, abombadas, etc. Cada una de ellas es recomendable según las condiciones de operación, siendo diferentes sus costos de fabricación.

Los recipientes de tapas planas se utilizan generalmente en recipientes sujetos a presión atmosférica, aunque en algunos casos se pueden utilizar como recipientes a presión, su costo de fabricación es el más bajo.

Los cabezales semielípticos soportan mayores presiones que los semiesféricos y se utilizan cuando el espesor calculado para estos últimos es relativamente alto.

En la industria es común encontrarnos con situaciones donde los técnicos y profesionales tienen que resolver situaciones en forma rápida y económica. Dentro de los recipientes

sometidos a presión interior, se ha estandarizado el uso de los equipos de cabezales semielípticos o semiesféricos, creando este tipo de cabezales una dependencia constructiva que subvalora a otro tipo de alternativas

5.4.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CABEZAL SEMIESFERICO)

En el problema tratado se ha optado por la elección de utilizar un cabezal tipo semiesférico dado que es una construcción muy utilizada, sencilla y económica en este tipo de intercambiadores de calor.

Para ello, las medidas principales de este cabezal se encuentran reguladas por la normativa DIN 28011, las tablas de referencia se pueden ver en la página web http://www.juenger.com/home/kloepperboeden/index.html

En base a estas tablas se han obtenido las medidas necesarias para el correcto funcionamiento de intercambiador.

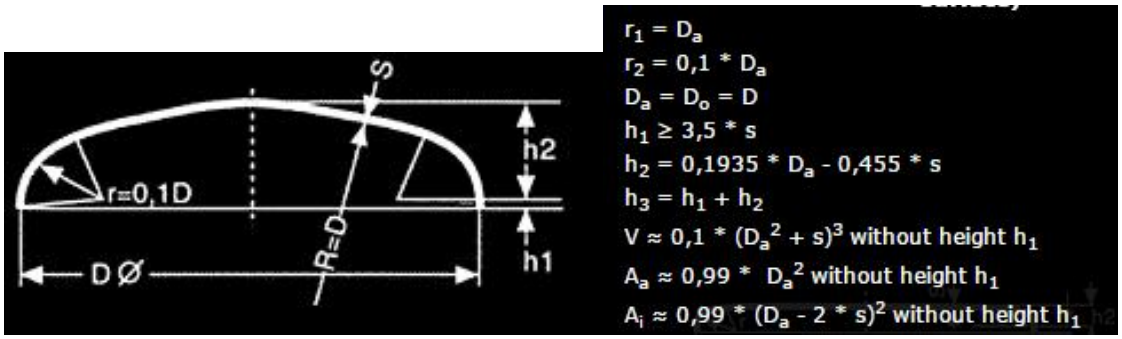


Figura 53; Cálculo medidas principalesdel cabezal semiesférico

Una vez obtenidas las medidas se procedió a la realización en 3 dimensiones de las piezas como puede verse en la figura adjunta 48.

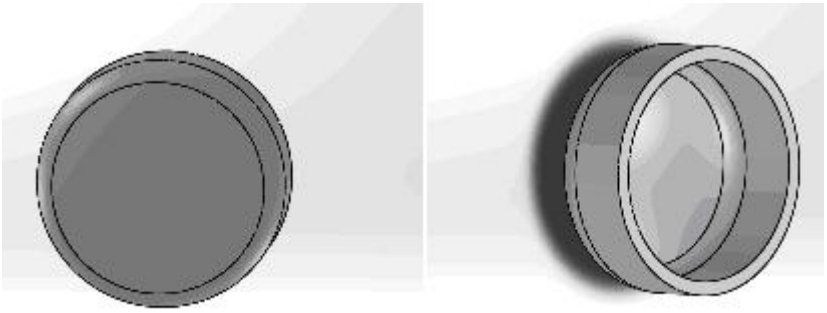


Figura 54: Cabezal semiesférico

5.5 – CARCASA

La carcasa es la envolvente del segundo fluido, generalmente es de sección cilíndrica y está hecha de una placa de acero soldado longitudinalmente. Carcasas de pequeños diámetros (hasta 24 pulgadas) pueden ser hechas cortando un tubo del diámetro deseado con la longitud correcta (pipe shells).

La forma cilíndrica de la casaca es importante al determinar el diámetro de los deflectores que pueden ser insertados y el efecto de fuga entre el deflector y la casaca. Las carcasas de tubo suelen ser más redondas que las carcasas roladas.

En intercambiadores grandes la carcasa está hecha de acero de bajo carbono siempre que sea posible, por razones de economía, aunque también pueden usarse otras aleaciones cuando la corrosión o las altas temperaturas así lo requieran.

5.5.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CARCASA)

En el problema se ha optado por una carcasa con unas medidas de Ø 88,9x5.6x985 mm para conseguir una equivalencia con las demás piezas (realizando los agujeros pertinentes para posteriormente la colocación de las tuberías que van en conexión con las bridas) y obtener el espacio necesario para su posterior montaje y funcionamiento.

Figura 55: Carcasa del intercambiador

5.6 - CANALES DEL LADO DE LOS TUBOS Y BOQUILLAS

Los canales y las boquillas simplemente dirigen el flujo del fluido del lado de los tubos hacia el interior o exterior de los tubos del intercambiador. Como el fluido del lado de los tubos es generalmente el más corrosivo, estos canales y boquillas suelen ser hechos de materiales aleados (compatibles con la placa tubular). Deben ser revestidos en lugar de aleaciones sólidas.

5.6.1 - APLICACIÓN AL PROBLEMA (CANALES DEL LADO DE LOS TUBOS Y BOQUILLAS)

Se consiguen 4 pasos por cada tubo, y como se ha mencionado en apartados anteriores, estos canales están hechos del mismo material que la placa tubular.

Plato1 inclinación 45º respecto plano horizontal 75x50x6

Plato 2 ⊥ Plato 1 50x35x6 1

En la figura 50 se puede apreciar la forma de estos.

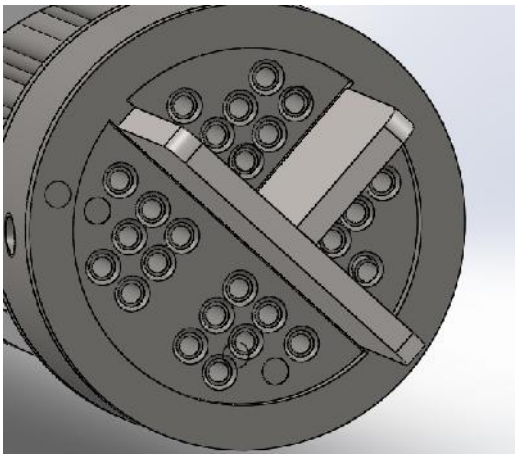


Figura 56: Posición de los platos en la placa tubular

5.7 - CUBIERTAS DE CANAL

Las cubiertas de canal son placas redondas que están atornilladas a los bordes del canal y pueden ser removidos para inspeccionar los tubos sin perturbar el arreglo de los tubos. En pequeños intercambiadores suelen ser usados cabezales con boquillas laterales en lugar de canales y cubiertas de canales.

5.8 - BRIDAS

La mayoría de las bridas son del tipo cubo estándar de cuello soldado, sin embargo también se usan otros tipos incluyendo las bridas deslizantes.

Es importante verificar las conexiones bridadas por las fuerzas que ocurren durante el asentamiento de las empaquetaduras y las que ocurren a condiciones de diseño.

Las fuerzas que deben tomarse en cuenta para determinar las cargas de diseño son:

- La fuerza requerida para sentar la empaquetadura y deformarla plásticamente para que selle las irregularidades en las caras de las bridas.

- La fuerza que debe ser ejercida en la empaquetadura para obtener un sello efectivo bajo condiciones de diseño..

- La fuerza que se requiere para oponerse a la presión interna bajo condiciones de diseño.

- Fuerza hidrostática en el interior de la brida. Para las bridas con cubos se considera que esta fuerza actúa en el medio entre el diámetro inferior de la brida y el punto de intersección del cubo y la parte trasera de la brida.

- La fuerza ejercida en la empaquetadura, la cual es la fuerza de diseño del perno de la brida menos la fuerza hidrostática total. Se considera que esta fuerza actúa en el centro de la empaquetadura.

- La fuerza que resulta de la diferencia entre la fuerza hidrostática total y la fuerza hidrostática en el área interior de la brida.

5.8.1 – APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL CÁLCULO DE BRIDAS (CÓDIGO ASME B16.5)

ASME B16. 5 valores métricos - filosofía

Introducción:

La edición 2003 de ASME B16. 5, bridas de tuberías y conexiones con bridas NPS ½ a través NPS 24 Metric/Inch estándar, contiene dimensiones milimétricas de presión y temperatura, las calificaciones expresados en bares, con unidades las cuales no son comunes entre paréntesis o separados.

El Comité consciente tiene dos metas principales durante el desarrollo de la métrica de los valores mostrados en la edición de 2003:

• Las dimensiones en mm deben reflejar la precisión necesaria tanto como sea posible.

• Bridas fabricadas usando existentes Maquinaria de forja configuración base y tintes de la pulgada, las dimensiones deben ser capaces de cumplir con los requisitos para la métrica.

Clases

El término clase se utiliza para referirse a la presión nominal de diseño de una brida. De esta forma las bridas fabricadas según dimensiones ASME/ANSI se dividen en clase 150, clase 300, clase 400, clase 600, clase 900, clase 1500 y clase 2500 psi. Las bridas fabricadas según norma DIN utilizan la denominación PN 6, PN 10, PN 16, PN 25, PN 40, PN 64, PN 100, PN 250, PN 400 bar (a veces todavía se usan las letras ND del alemán "Nenndruck", en vez de PN).

Actualmente es conocida como ASME B16.5-1996 (unas 170 páginas aprox.) y se refiere a bridas para cañerías y bridas integradas a accesorios, válvulas, bombas etc.

Esta norma ha sufrido una evolución en el tiempo desde su nombre inicial ASA B16e-1 932, pasando por ANSI B16.5 1973 hasta ANSI B16.5-1981, luego por ASME/ANSI.

B16.5 1988 y finalmente ASME B16.5-1996. Es por eso que algunos usuarios hablan de bridas ASA, bridas ANSI y bridas ASME para referirse a la misma norma de dimensiones y tolerancias.

La norma ASME B16.5-1996, también habla de los materiales utilizables para la fabricación de bridas pero en referencia a las normas de fabricación ASTM recomendadas en cada caso. Los materiales los divide en 34 grupos: 1.1 a 1.14, 2.1 a 2.8, 3.1 a 3.16 existiendo en la norma, para cada grupo, una tabla

temperatura-presión diferente que describe la máxima presión de trabajo recomendada para cada temperatura. La norma ASME B16.5-1996 describe las diversas formas de bridas y accesorios con brida integrada, dando todas sus dimensiones y tolerancias en cada caso.

También se refiere a las dimensiones de los distintos tipos de caras o uniones y a los materiales y dimensiones de los diversos tipos de empaquetaduras.

Hace referencia a los pernos y/o espárragos con sus tuercas, recomendados, como también a sus normas ASTM de fabricación y normas ASME para las dimensiones. Para las bridas con hilo, da los detalles de dimensiones haciendo referencia a la norma para hilo (conocido como NPT):

ANSI/ASME B1.20.1-1983, reafirmada en 1992.

El caso particular de las bridas de orificio (para la medición de flujos) es cubierto por la norma ASME B16.36-1998, que en sus aspectos generales hace referencia a la norma ASME B16.5-1996.

Existen diferentes tipos de caras de bridas que, a través de una empaquetadura, permiten obtener un sello hermético en cada unión. Estas son:

a) Cara plana (flat face)

Es una variante de la cara con resalte ya que muchas veces se logra desbastando 1/16" de una brida con resalte en las clase 150 y clase 300.

Se usa principalmente para acoplarse a válvulas y accesorios de hierro fundido de clase 125 y clase 250. Una cara plana permite usar una empaquetadura con diámetro exterior igual al de la brida o tangente a los agujeros para los pernos.

Esto evita fracturas, durante el apriete, de la brida de hierro fundido más frágil. Ambas bridas en una unión son iguales.

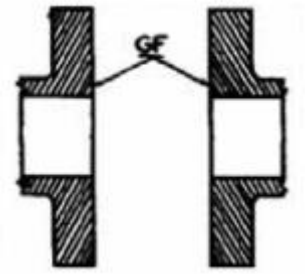


Figura 57: Bridas cara plana para el intercambiador

Cara con resalte (raisedface)

Es el tipo más común. El resalte es de 1/16" para la clase 150 y clase 300 y de 1/4" para las demás. La cara se termina con surcos concéntricos o en espiral, para una mejor adherencia con la empaquetadura.

Se instalan usualmente con empaquetaduras planas blandas. Para usar empaquetaduras metálicas, la cara del resalte debe ser lisa. Ambas bridas en una unión son iguales.

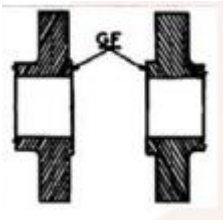


Figura 58: brida Cara con resalte (raisedface)

Unión con solapa (lap-joint)

La cara de la brida no sella contra la empaquetadura sino que es la cara dela solapa la que entra en contacto y sella contra la empaquetadura. Ambas bridas en una unión son iguales.

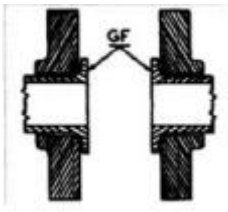


Figura 59: Brida unión con solapa

Unión Ring-joint (o-ring)

Es la más costosa pero también la más eficiente.

El sello se realiza por contacto de las paredes de un surco de fondo plano, con el anillo (o-ring) contenido en éste.

La presión contribuye a aumentar el sello. Ambas bridas en una unión son iguales.

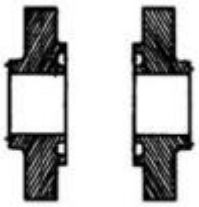


Figura 60: Brida Unión Ring-joint (o-ring)

Unión macho-hembra (male and female)

Se utilizan dos bridas diferentes en una unión: macho con un realce de

1/4 " y hembra con un sacado de 3/16 " de profundidad. Ambas caras son lisas y la empaquetadura es sostenida por el lado hembra. El diámetro interno de la empaquetadura coincide con el diámetro del orificio.

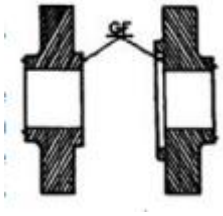


Figura 61: Brida unión macho-hembra

Unión surco-espiga (tongue and groove)

Se diferencia del tipo macho-hembra en que la empaquetadura es sujeta en un surco cuyo diámetro menor es superior al diámetro del orificio, evitando así que la empaquetadura entre en contacto directo con fluidos muy corrosivos o erosivos. Basta un pequeño apriete para lograr un buen sello.

Materiales

Algunos aceros típicos usados para la fabricación de bridas bajo normas ASTM

Aceros alta temperatura son:

ASTM A105

Aceros uso general:

ASTM A181 clase 60, clase 70

Aceros ferríticos alta temperatura:

ASTM A182 grados F1, F2, F5, F5a, F9, F1, F12, F22

Aceros austeníticos alta temperatura:

ASTM A182 grados F304, F304H, F304L, F310, F316, F316H, F316L, F321, F321H, F347, F347H.

Aceros baja temperatura:

ASTM A350 grados LF1, LF2, LF3.

5.8.2 APLICACIÓN AL PROBLEMA (BRIDAS)

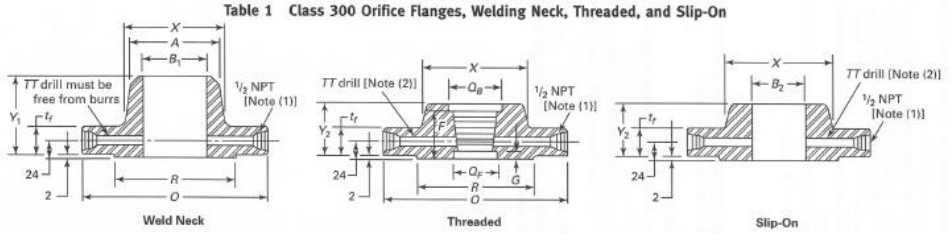
En el diseño en concreto, se ha optado por el uso de 2 tipos de bridas, debido a las diferentes presiones y temperaturas que se dan tanto por dentro de la carcasa como por dentro de los tubos, siendo las dos del tipo cubo estándar de cuello soldado,1º, para el interior de la carcasa se ha optado por unas bridas reguladas por el código ASME de 2" para una clase de 300lb mientras que para las bridas utilizadas para el paso del fluido por los tubos están reguladas también por el código ASME pero se trata de unas bridas de 1" para una clase de 2500 lb.

Clase 300lb: Utilizando la tabla (Normativa) en la página correspondiente a 300lb y 2" se obtienen las medidas necesarias para conseguir el diseño deseado el cual será realizado a través del programa SOLIDWORKS.

Como ya se ha mencionado antes se trata de una brida del tipo cubo estándar de cuello soldado por tanto, la primera de las tres piezas, es nuestra referencia para sacar las diferentes medidas.

Las medidas necesarias son las acotadas en las figuras 56 y 58, luego fijándose en la primera columna correspondiente a la medida nominal en pulgadas (en el problema 2") en la línea correspondiente, se obtendrán las medidas que se desean obtener (diámetros, espesores, longitudes…) para su posterior realización.

Table 1 Class 300 Orifice Flanges, Welding Neck, Threaded, and Slip-On



Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Raised Face, R	Outside Diameter of Flange, O	Minimum Thickness of Flange, t_f	Length Through Hub: Slip-On and Threaded, Y_2	Length Through Hub: Weld Neck, Y_1	Diameter of Hub, X	Hub Diameter Beginning of Chamfer (W.N.), A	Diameter of Counterbore: Back, Q_B	Diameter of Counterbore: Face, Q_C	Counterbore Depth (From Face): F	Counterbore Depth (From Face): G	Bore: Slip-On, B_2	Bore: Weld Neck, B_1	Diameter of Pressure Connection, TT	Drilling Template: Bolt Circle	Drilling Template: Number of Holes	Drilling Template: Diameter of Holes	Drilling Template: Diameter of Bolts	Bolt Length [(3), (4)]: Machine Bolts	Bolt Length [(3), (4)]: Stud Bolts
1	50.8	125	36.6	46	81	54	33.4	35.8	33.0	36.5	19.0	34.5	(5)	6.4	88.9	4	13/16	5/8	115	125
1½	73.0	155	36.6	46	84	70	48.3	50.5	48.0	37.3	18.3	49.5	(5)	6.4	114.3	4	13/16	3/4	120	135
2	92.1	165	36.6	48	84	84	60.3	63.5	59.9	38.1	17.5	61.9	(5)	6.4	127.0	8	11/16	5/8	115	125
2½	104.8	190	36.6	49	87	100	73.0	76.2	72.1	44.4	14.3	74.6	(5)	6.4	149.2	8	13/16	3/4	120	135
3	127.0	210	36.6	51	87	117	88.9	92.2	87.9	46.0	14.3	90.7	(5)	9.5	168.3	8	13/16	3/4	120	135
4	157.2	255	36.6	52	90	146	114.3	117.6	113.0	47.6	14.3	116.1	(5)	12.7	200.0	8	13/16	3/4	120	135
6	215.9	320	36.6	52	98	206	168.3	171.4	166.9	47.6	7.9	170.7	(5)	12.7	269.9	12	7/8	3/4	120	135
8	269.9	380	39.7	60	110	260	219.1	222.2	217.2	55.6	11.1	221.5	(5)	12.7	330.2	12	1	7/8	125	145
10	323.8	445	46.1	65	116	321	273.0	(6)	(6)	(6)	(6)	276.2	(5)	12.7	387.4	16	1 1/8	1	145	165
12	381.0	520	49.3	71	129	375	323.8	(6)	(6)	(6)	(6)	327.0	(5)	12.7	450.8	16	1 1/4	1 1/8	160	180
14	412.8	585	52.4	75	141	425	355.6	(6)	(6)	(6)	(6)	359.2	(5)	12.7	514.4	20	1 1/4	1 1/8	165	185
16	469.9	650	55.6	81	144	483	406.4	(6)	(6)	(6)	(6)	410.5	(5)	12.7	571.5	20	1 3/8	1 1/4	180	195
18	533.4	710	58.8	87	157	533	457.0	(6)	(6)	(6)	(6)	461.8	(5)	12.7	628.6	24	1 3/8	1 1/4	185	205
20	584.2	775	62.0	94	160	587	508.0	(6)	(6)	(6)	(6)	513.1	(5)	12.7	685.8	24	1 3/8	1 1/2	190	215
24	692.2	915	68.3	105	167	702	610.0	(6)	(6)	(6)	(6)	616.0	(5)	12.7	812.8	24	1 3/8	1 1/2	210	240

GENERAL NOTES:
(a) Dimensions are in millimeters, except for bolts and bolt holes. Reference Mandatory Appendix I for U.S. Customary.
(b) Weld neck flanges NPS 3 and smaller are dimensionally identical to Class 600 flanges and may be so marked.
(c) All other dimensions are in accordance with ASME B16.5.

NOTES:
(1) Other NPT sizes may be furnished if required.
(2) For slip-on and threaded flanges, verify that *TT* drilling extends to inside diameter of pipe after assembly and is free from burrs.
(3) Bolt lengths include allowance for orifice and gasket thickness of 6 mm (0.25 in.) for NPS 1 to NPS 12 and 10 mm (0.38 in.) for NPS 14 to NPS 24.
(4) In conformance with ASME B16.5, stud bolt lengths do not include point heights.
(5) Bore diameter of weld neck flanges is to be specified by the purchaser.
(6) Threaded flanges are furnished in NPS 1 to NPS 8 only.

ASME B16.36-2009

Figura 62: Tabla 1 con códigos ASME para el cálculo de bridas

Una vez obtenidas se procederá a su realización en 3 dimensiones (SOLIDWORKS):

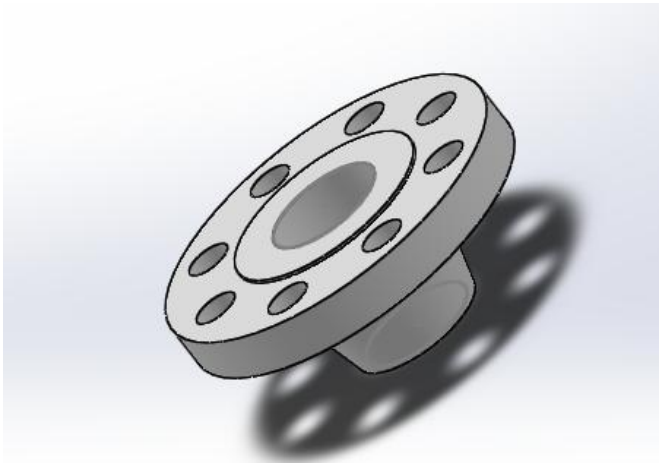


Figura 63: Modelo de brida 1 para el intercambiador

Clase 2500 lb: De la misma manera que para el de 300lb se realizará esta brida, tomando la tabla (normativa) correspondiente y como mínima diferencia en esta caso, se trata de una brida de 1".

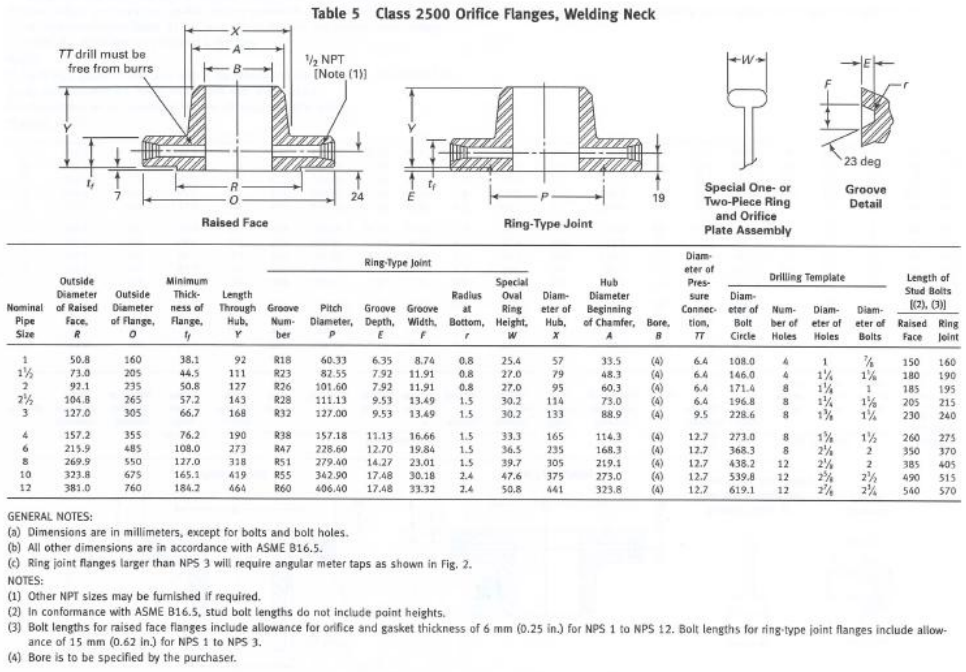


Table 5 Class 2500 Orifice Flanges, Welding Neck

Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Raised Face, R	Outside Diameter of Flange, O	Minimum Thickness of Flange, t_f	Length Through Hub, Y	Ring-Type Joint: Groove Number	Pitch Diameter, P	Groove Depth, E	Groove Width, F	Radius at Bottom, r	Special Oval Ring Height, W	Diameter of Hub, X	Hub Diameter Beginning of Chamfer, A	Bore, B	Diameter of Pressure Connection, TT	Drilling Template: Diameter of Bolt Circle	Number of Holes	Diameter of Holes	Diameter of Bolts	Length of Stud Bolts [(2), (3)]: Raised Face	Ring Joint
1	50.8	160	38.1	92	R18	60.33	6.35	8.74	0.8	25.4	57	33.5	(4)	6.4	108.0	4	1	7/8	150	160
1 1/2	73.0	205	44.5	111	R23	82.55	7.92	11.91	0.8	27.0	79	48.3	(4)	6.4	146.0	4	1 1/4	1 1/8	180	190
2	92.1	235	50.8	127	R26	101.60	7.92	11.91	0.8	27.0	95	60.3	(4)	6.4	171.4	8	1 1/8	1	185	195
2 1/2	104.8	265	57.2	143	R28	111.13	9.53	13.49	1.5	30.2	114	73.0	(4)	6.4	196.8	8	1 3/4	1 1/8	205	215
3	127.0	305	66.7	168	R32	127.00	9.53	13.49	1.5	30.2	133	88.9	(4)	9.5	228.6	8	1 7/8	1 1/4	230	240
4	157.2	355	76.2	190	R38	157.18	11.13	16.66	1.5	33.3	165	114.3	(4)	12.7	273.0	8	1 7/8	1 1/2	260	275
6	215.9	485	108.0	273	R47	228.60	12.70	19.84	1.5	36.5	235	168.3	(4)	12.7	368.3	8	2 1/4	2	350	370
8	269.9	550	127.0	318	R51	279.40	14.27	23.01	1.5	39.7	305	219.1	(4)	12.7	438.2	12	2 1/4	2	385	405
10	323.8	675	165.1	419	R55	342.90	17.48	30.18	2.4	47.6	375	273.0	(4)	12.7	539.8	12	2 5/8	2 1/2	490	515
12	381.0	760	184.2	464	R60	406.40	17.48	33.32	2.4	50.8	441	323.8	(4)	12.7	619.1	12	2 7/8	2 3/4	540	570

GENERAL NOTES:
(a) Dimensions are in millimeters, except for bolts and bolt holes.
(b) All other dimensions are in accordance with ASME B16.5.
(c) Ring joint flanges larger than NPS 3 will require angular meter taps as shown in Fig. 2.

NOTES:
(1) Other NPT sizes may be furnished if required.
(2) In conformance with ASME B16.5, stud bolt lengths do not include point heights.
(3) Bolt lengths for raised face flanges include allowance for orifice and gasket thickness of 6 mm (0.25 in.) for NPS 1 to NPS 12. Bolt lengths for ring-type joint flanges include allowance of 15 mm (0.62 in.) for NPS 1 to NPS 3.
(4) Bore is to be specified by the purchaser.

ASME B16.36-2009

Figura 64: Tabla 2 con códigos ASME para el cálculo de bridas

De la misma manera, se procederá a su realización en 3 dimensiones:

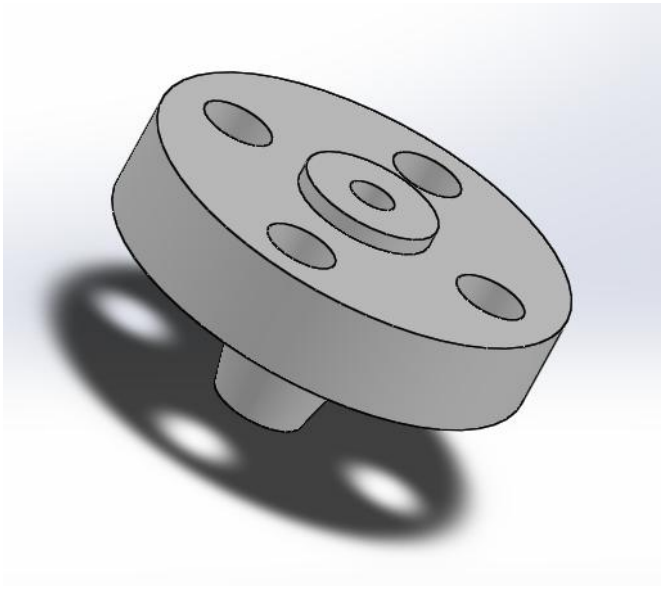


Figura 65: Modelo de brida 2 para el intercambiador

5.9 - CONEXIONES

Por norma las boquillas del intercambiador deberán instalarse radialmente. Sin embargo las boquillas en las cámaras o en los intercambiadores de múltiples pasos pueden tener una desviación respecto a la línea-centro del intercambiador. En caso extremo tales boquillas podrían estar en posición tangencial. En lo posible este tipo de boquillas no debería usarse. Las grandes aberturas en la concha requieren normalmente de chapas de refuerzo y lo mismo las aberturas que están muy juntas.

Si es posible, la penetración se realizará en las cámaras y cabezales más gruesos. Generalmente, se especificará boquillas con resalte; sin embargo, también se pueden especificar, las bridas de anillo, lengüeta o hendidura dependiendo del servicio del Intercambiador.

Las conexiones para venteos y drenajes se colocarán en los puntos altos y bajos de manera que no produzcan la ventilación o el drenaje a través de las boquillas de entrada o salida.

Debe destacarse que la tapa de la concha de los intercambiadores de cabezales flotantes requieren conexiones de venteo y drenajes porque el diámetro interno es mayor que el de la concha.

Se requieren venteos y drenajes adicionales en la cámara si ésta es de más de dos pasos de tubos.

Si los intercambiadores necesitan limpieza química, deberán considerarse conexiones de limpieza en las boquillas de entrada y salida del intercambiador. Se colocarán también boquillas para la prueba hidrostática del intercambiador. En la fabricación de los intercambiadores deberá prestarse especial atención a las uniones de las boquillas, particularmente a las grandes boquillas en la concha del intercambiador.

5.9.1 – APLICACIÓN AL PROBLEMA (CONEXIONES)

En la figura 60 mostrada a continuación se puede apreciar una pequeña tubería, la cual está sellada por medio de un tapón, este es utilizado para poder purgar el intercambiador el cual tiene como función que no se produzcan problemas de obstrucción dentro de él, consiguiendo una limpieza frecuente (mayor tiempo de vida esperado de las piezas).

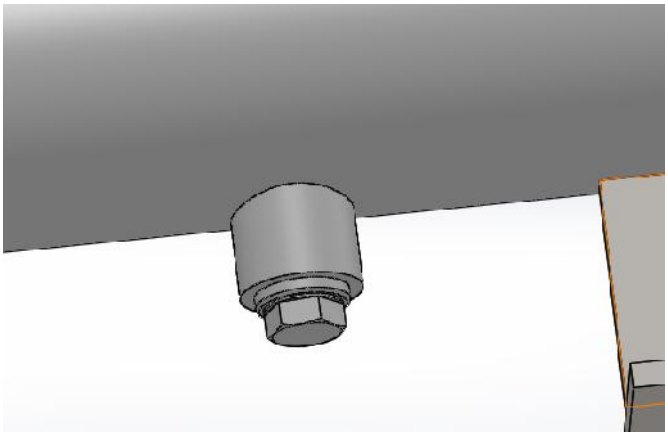


Figura 66: Tapón de purga de las tuberías del intercambiador

Por otro lado en la placa tubular disponemos de un taladro, realizado para la posterior colocación de un cáncamo. Este cáncamo será utilizado para conseguir extraer la pieza, en caso de que haya que repararla o como para la gran mayoría de casos, conseguir su limpieza y la de los tubos que en ella van soldados.

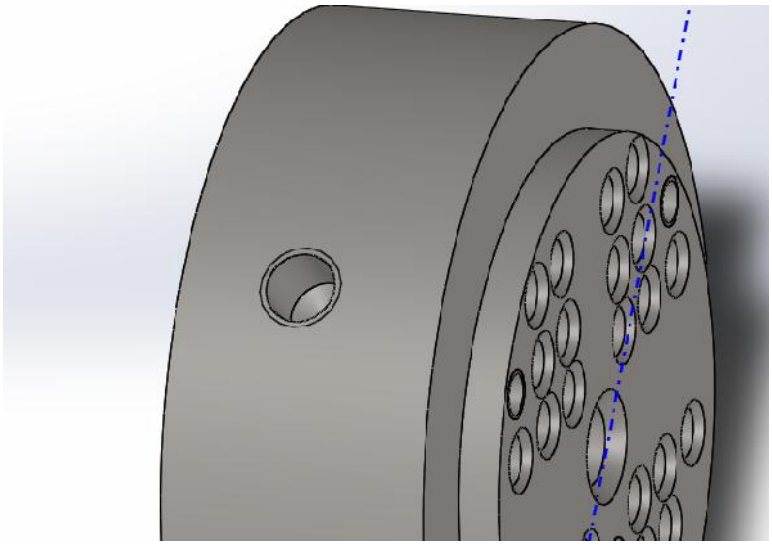


Figura 67: Taladro el placa tubular para colocación del cáncamo

Todo intercambiador tiene que tener una chapa con sus especificaciones por normativa (fabricante, presiones de entrada y salidas, temperaturas…) por lo cual la imagen mostrada muestra la posición de esta.

En nuestro caso en concreto el intercambiador necesita unos apoyos para su posterior colocación dentro del ciclo en el cual será utilizado el Purge cooler, en este caso debido a la longitud de este, es suficiente con la colocación de dos como se muestra en la figura 62 adjunta a continuación.

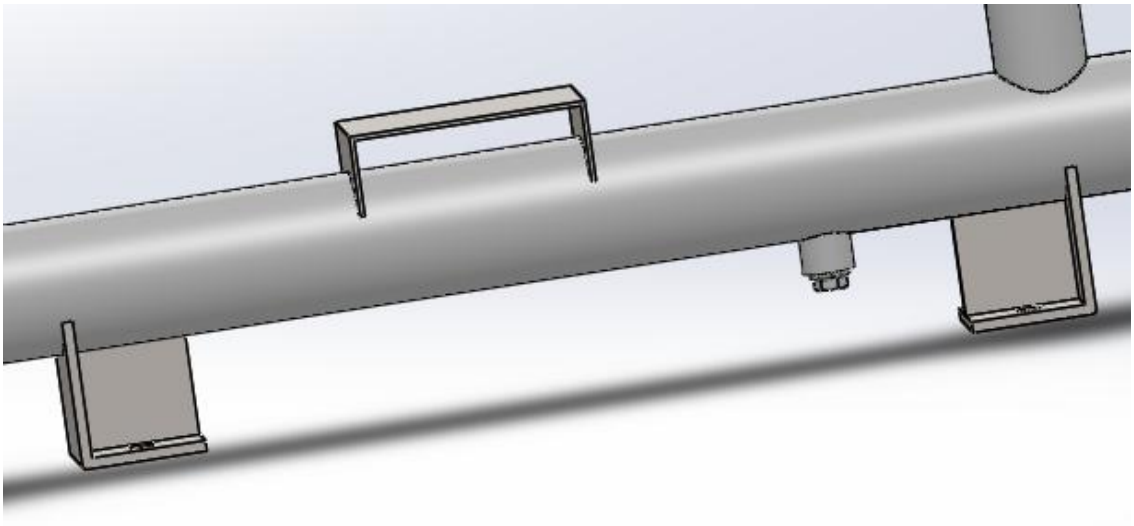


Figura 68: Apoyos y chapa de especificaciones del intercambiador

Existen unas barras soportes roscadas en su poste posterior mediante una tuerca, que sirven para la sujeción de todas los deflectores y la red de tubos (conseguir que el conjunto sea más compacto) en el problema en concreto disponemos de 4.

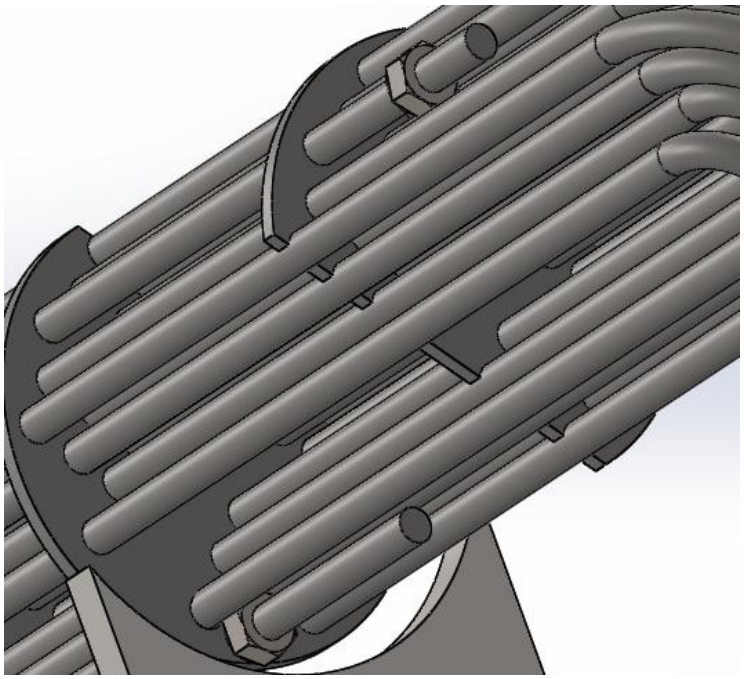


Figura 69: Barras de soporte roscadas para sujeción de los deflectores

En los tubos interiores se utiliza una técnica llamada abocardo la cual se define como: Abocardar: Acción de ensanchar la abertura de un tubo o tubería para que se acople a otro.

Como puede verse en la imagen el cambio de diámetro se produce para utilizar esta técnica, de esta manera los tubos quedan ajustados.

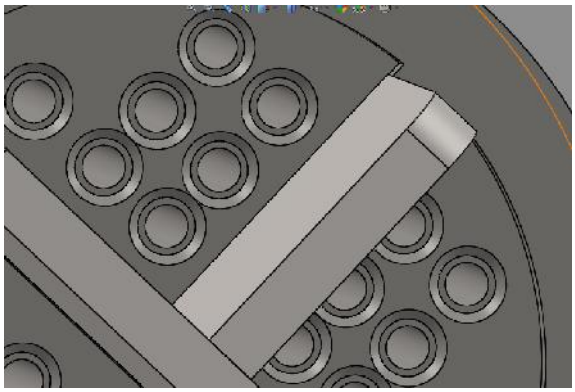


Figura 70: Abocardo de los tubos para permitir acoplamiento

Por último se dispone de dos tapas utilizadas para la conexión entre la tubería principal y la placa tubular, produciéndose por una de ellas la entrada y salida del fluido que circula por el interior de los tubos. Estas dos tapas como se puede apreciar en la imagen están unidas mediante pernos roscados (espárragos) los cuales van ajustados mediante tuercas por sus dos extremos.

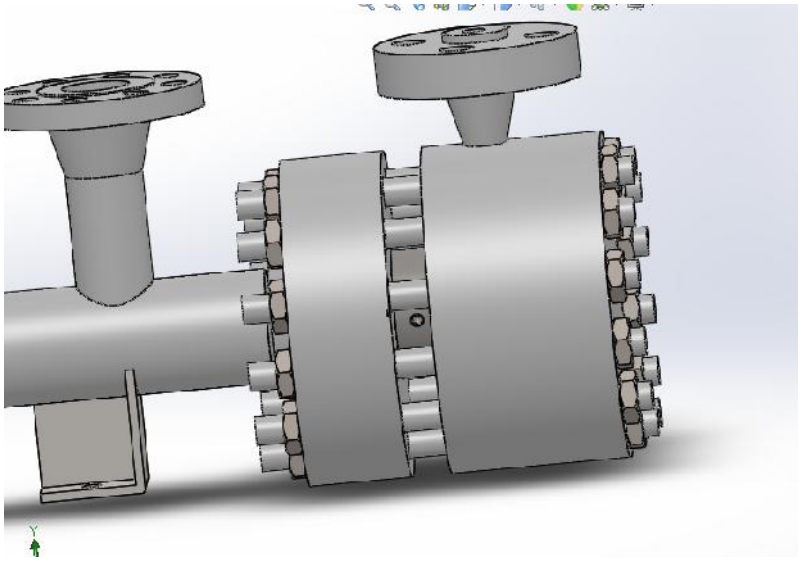


Figura 71: tapas roscadas unidas por pernos para conexión de tubería principal y placa tubular

5.10 GUÍA DE SELECCIÓN PARA INTERCAMBIADORES DE CARCASA Y TUBOS

Existen guías para la construcción de los intercambiadores de calor por las cuales puedes tener una referencia sobre piezas, a continuación se muestra la tabla que sirve como guía:

Tipo de diseño	De tubo en "U"	De placa de tubos fijas	De cabezal flotante externo	De cabezal flotante con anillo de sujeción	De cabezal flotante sin anillo de sujeción
Expansión diferencial	Tubos por separado con libertad para expandirse	Junta de expansión en el casco	Cabezal flotante	Cabezal flotante	Cabezal flotante
Haz de tubos desmontable	Si	No	Si	Si	Si
Reemplazo posible del haz	Si	No	Si	Si	Si
Se pueden reemplazar los tubos por separado	Sólo aquellos de la fila exterior	Si	Si	Si	Si
Se puede limpiar el interior de los tubos	Difícil de hacerlo mecánicamente, sólo químicamente	Si, mecánica o químicamente	Si, mecánica o químicamente	Si, mecánica o químicamente	Si, mecánica o químicamente
Se puede limpiar el exterior de tubos con disposición triangular	Sólo químicamente	Sólo químicamente	Sólo químicamente	Sólo químicamente	Sólo químicamente
Se puede limpiar el exterior de tubos con disposición cuadrada	Si, mecánica o químicamente	Sólo químicamente	Si, mecánica o químicamente	Si, mecánica o químicamente	Si, mecánica o químicamente
Nº de paso por los tubos	Posible cualquier Nº par práctico	Sin limitaciones	Sin limitaciones	Sin limitaciones	Sin limitaciones
Empaques internos eliminados	Si	Si	Si	No	No

Figura 72: Tabla para la selección de tubos

5.11 CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO

Criterios para distribuir los fluidos en el cambiador

Si sólo se transmite calor sensible

Fluido corrosivo → por los tubos, para evitar dañar la carcasa

2. Fluido sucio → por los tubos → u ↑↑ y deposición ↓↓ Además la limpieza de los tubos es más fácil

3 .T elevadas (materiales especiales) → por los tubos, porque hay menor superficie y se reducen costes.

4. Fluido caliente → por los tubos para evitar aislar la carcasa

5. Fluido con + P → por los tubos, porque es más fácil aumentar el espesor de los tubos que el de la carcasa.

6. Caída de P → el fluido con limitaciones de (- ΔP) irá por los tubos (porque los coefs. De TQ serán mayores por los tubos para una misma (- ΔP))

7 .Viscosidad → el fluido más viscoso por la carcasa → Generalmente U ↑

8. Flujos másicos de las corrientes → el de menor flujo por carcasa → diseños más económicos generalmente.

6. Métodos de cálculo Generales

6.1 Selección de un conjunto de parámetros de diseño

Una vez que se sepa qué tipo de intercambiador de calor debe usarse para las condiciones de operación del proceso, debe hacerse una elección preliminar del tamaño, diámetro, longitud, arreglo de tubos, número y tipo de deflectores, material de construcción, etc.

A continuación se presenta una serie de criterios que permiten hacer una selección preliminar a los estudios realizados con el programa SOLIDWORKS.

a) Configuración de flujo: la más usual para estos intercambiadores es de un paso de fluido por la carcasa y de uno o dos pasos de tubos por la carcasa pudiendo darse 4 incluso 6 pasos.

b) Longitud del intercambiador: Cuanto más largo es un intercambiador, menos tubos contiene, menor es el diámetro de la carcasa, su diseño es más simple y menor es su costo. El criterio general es que

$$\frac{1}{15} < \frac{D_c}{L} < \frac{1}{5}$$

Donde Dc es el diámetro de la carcasa y L la longitud del intercambiador. La longitud puede estar limitada por el espacio disponible para instalar el intercambiador. En todo caso se recomienda que el largo de los tubos sea igual a la mitad del espacio disponible, con el fin de facilitar la instalación y limpieza del haz de tubos. La longitud máxima de los intercambiadores convencionales es de 6 m; sin embargo, existen intercambiadores de gran tamaño, tales como los usados en plantas eléctricas, que pueden alcanzar los 30 m de largo.

En el prototipo en diseño:

1/15<88.9/985<1/5 luego cumple con la condición.

c) Número de tubos: Con el fin de incrementar el coeficiente h de transferencia, se procura tener la velocidad más alta posible (véase párrafo anterior), para lo cual se usa el mayor número de tubos posible con el menor diámetro interno posible, lo cual está limitado por la

caída de presión. Esta última se incrementa al aumentar el número de tubos ya que este incremento involucra una reducción en el diámetro de los tubos.

En el prototipo en diseño:

Se dispone de 14 tubos:

- 6 tubos en forma de U con un radio de 11mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm.
- 4 tubos en forma de U con un radio de 19 mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm.
- 4 tubos en forma de U con un radio de 28 mm con un diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm

Con lo cual entra dentro de los parámetros permitidos.

c) Diámetro de los tubos: Se prefieren tubos de 8 a 15 mm de diámetro interno, pero si se espera que haya problemas de limpieza, deben usarse tubos no menores de 20 mm. En las Tablas 1 (norma BWG) y 2 (norma ANSI) se presentan los tamaños comerciales de tubos de acero al carbón, los cuales son los más utilizados en intercambiadores.

En el prototipo en diseño:

Diámetro exterior de 6mm y un interior de 4,5 mm espesor 1,5 puesto que para conseguir el número de tubos deseados y la configuración, no puede ser mayor al dado.

e) Arreglo de tubos: El arreglo preferido es el triangular invertido o triangular de 30

El criterio usual es que

$$1,25 < \frac{P_t}{d_o} < 1,5$$

Donde Pt es la distancia entre los centros de los tubos, o pase de tubo (pitch) y do es el diámetro externo de los tubos. Los tubos no deben estar demasiado cerca ya que se

presentan problemas con la limpieza; además, la placa de tubos es muy débil desde el punto de vista estructural.

En el prototipo en diseño:

1.25<6.5/4.5<1.5 – 1,25<1,4444<1,5 cumple la relación deseada.

f) Deflectores: El espaciado de deflectores más usual es de 0,4< Dc <0,6, con un corte del 25 al 35 %, siendo 25 % el valor de corte más usual.

En el prototipo en diseño:

0,5<0,52<0,6 con un corte al 25% por tanto queda también comprobado que se mueve dentro de los límites admisibles.

g) Asignación de flujo: Se recomienda colocar el fluido que más ensucia, o el más corrosivo, o el de mayor presión, a circular por los tubos. Para flujo por la coraza se recomienda la corriente con el menor coeficiente de convección, o la corriente con el menor flujo. Algunos de estos criterios son conflictivos y el ingeniero debe conseguir la configuración óptima.

En el prototipo en diseño:

El fluido que circula por dentro de los tubos soporta mayores presiones y temperaturas en comparación con el fluido que circula por la carcasa con lo cual se sigue con las especificaciones de asignación de flujo.

1. Presión de diseño : Alta presión 400 bar- Baja presión 40 bar
2. Temperature de diseño : Alta presión 380ºC - Baja presión 60ºC
3. Temperatura de funcionamiento : Alta presión 198ºC - Baja presión 40ºC
4. Salida de alta presión :caudal 0.24 m^3/hr –Tº 49ºC
5. Entrada de baja presion :caudal 5.625m^3/hr – Tº40ºC

h) Diámetro de la carcasa: Conocido el número de tubos y la configuración de flujo. Otra forma consiste en hacer un primer estimado a partir de la siguiente correlación empírica:

$$D_c = 0,637\sqrt{\frac{CL}{CTP}}\sqrt{\frac{A_o\left(Pt/d_o\right)^2 d_o}{L}}$$

Donde CL es la constante de configuración de tubos con un valor de 1 para arreglos cuadrados y un valor de 0,87 para arreglos triangulares. El término CTP es la constante de conteo de tubos y depende del número de pasos de tubos por la carcasa; así, para un paso de tubos, CTP es 1, para dos pasos de tubo, CTP es 0,9 y para 4 pasos de tubo, CTP es de 0,85.

En el prototipo en diseño:

Como no se tiene un arreglo de tubos cuadrado ni triangular, la constante de configuración utilizada se sabe que tiene que estar comprendida entre 1 y 0,87, tomando la media entre estos dos valores sale un valor de 0,935 ,los demás datos necesarios para completar la fórmula han sido utilizados anteriormente, por tanto se obtiene un valor de diámetro de la carcasa Dc: 90.0238 mm, como ya se ha mencionado anteriormente el valor real del diámetro de la carcasa es de Dc: 88.9mm, como la diferencia no es sustancialmente grande y tratándose de un valor calculado teórico (suponiendo el valor de CL) tomamos la opción como válida.

i) Número de tubos: El número de tubos puede calcularse fácilmente, si se conoce el área requerida, según la expresión

$$N_t = \frac{A_o}{\pi\, d_o\, L}$$

También puede usarse la expresión empírica que sigue, la cual toma en cuenta el máximo número de tubos que caben en una carcasa con un tamaño dado,

$$N_t = 0,875\left(\frac{CTP}{CL}\right)\frac{D_c^2}{\left(Pt/d_o\right)^2 d_o^2}$$

En el prototipo en diseño:

El numero de tubos necesarios esta impuesto, haciendo una comprobación el número de tubos necesario es 10, en nuestro problema nosotros disponemos de 14, podría optarse por intentar realizar el intercambiador con 10, pero no supondrá ningún problema el uso de 14 en cuanto a su funcionamiento, la única desventaja que tiene es el factor económico, a mayor número de tubos, mayor precio supondrá la creación del prototipo.

Por tanto se decidirá por continuar con 14 tubos.

7 - SOLDADURAS DE LAS DISTINTAS PARTES DEL INTERCAMBIADOR

Partes muy importantes del intercambiador deben ir soldadas como se puede apreciar en la figura 67.

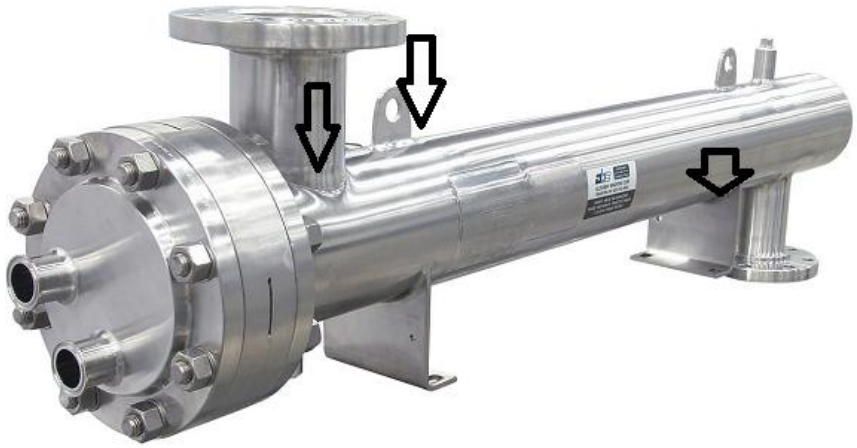


Figura 73: Zonas de soldadura

7.1 NORMATIVAS

Estas soldaduras están reguladas mediante dos normativas.

Una de ellas es: Uniones soldadas por fusión, soldeo fuerte y soldeo blando Representación simbólica en los planos (ISO 2553:1992) esta norma UNE es la versión oficial, en español, de la norma Europea EN 22553 que a su vez adopta íntegramente la Norma Internacional ISO 2553:1992.

Esta norma española fue elaborada por el comité técnico AEN/CTN 14 soldadura y técnicas conexas cuya secretaría desempeña SERCOMETAL.

General:

Las uniones pueden ser representadas de acuerdo con las recomendaciones generales para dibujo técnico. Sin embargo, con el objeto de simplificar, es aconsejable utilizar para uniones usuales, la representación simbólica descrita en esta norma Internacional.

La representación simbólica contendrá, claramente, todas las indicaciones necesarias para cada unión específica, de forma que sea innecesario sobrecargar el dibujo con notas o vistas adicionales.

Esta representación simbólica incluye un símbolo elemental que puede ser complementado por:

Un símbolo adicional

Un sistema para indicar las dimensiones

Algunas indicaciones complementarias

Con objeto de simplificar al máximo los planos, se recomienda que se referencien instrucciones específicas o especificaciones particulares dando todos los detalles de las preparaciones de bordes a soldar por fusión por soldeo fuerte o soldeo blando y los procedimientos aplicables, en lugar de incluir dichas indicaciones en los planos de las piezas a soldar.

Si no existen instrucciones de este tipo, las dimensiones relativas a las preparaciones de bordes se situarán próximas a los símbolos.

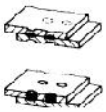
Símbolos

Símbolos elementales

Las diferentes categorías de las uniones se caracterizan por un símbolo el cual, generalmente, es similar a la forma de la soldadura a realizar.

El símbolo no debe considerarse como indicación del proceso a emplear.

Los símbolos elementales se muestran en la tabla:

Nº	Designación	Ilustración	Símbolo
1	Soldadura a tope de chapas con bordes levantados[1], soldadura de borde en canto/USA/ (los bordes levantados se fundirán completamente)		
2	Soldadura a tope con bordes planos		
3	Soldadura a tope en V simple		
4	Soldadura a tope en bisel simple		
5	Soldadura a tope en V simple con talón de raíz amplio		
6	Soldadura a tope en bisel simple con talón de raíz amplio		
7	Soldadura a tope en U simple (lados paralelos o en pendiente)		
8	Soldadura a tope en J simple		
9	Cordón de respaldo; soldadura de reverso o de respaldo /USA/		
10	Soldadura en ángulo		
11	Soldadura de tapón o de ojal /USA/		
12	Soldadura por punto		

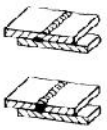
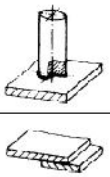
Nº	Designación	Ilustración	Símbolo
13	Soldadura por costura		
14	Soldadura a tope en V simple con flancos ampinados		
15	Soldadura a tope en bisel simple con flancos empinados		
16	Soldadura de canto		
17	Recargue		
18	Unión superficial		
19	Unión inclinada		
20	Unión en pliegue		

Figura 74: Tabla 1 símbolos tipos de soldadura

Combinaciones de símbolos elementales

Cuando se requiera, se podrán utilizar combinaciones de símbolos elementales.

Los símbolos elementales para el soldeo por ambas caras se combinarán de forma que se sitúen simétricamente respecto a la línea de referencia En la siguiente tabla se pueden apreciar algunos ejemplos típicos:

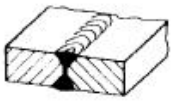
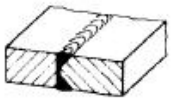
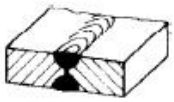
Designación	Ilustración	Símbolo
Soldadura a tope en V doble (soldadura en X)		
Soldadura a tope en bisel doble		
Soldadura a tope en V doble con talón de raíz amplio		
Soldadura a tope en bisel doble con talón de raíz amplio		
Soldadura a tope en U doble		

Figura 75: Símbolos suplementarios para tipos de soldadura

Símbolos suplementarios

Los símbolos elementales pueden completarse con un símbolo que caracterice la forma de la superficie externa o la forma de la soldadura.

Los símbolos suplementarios recomendados se dan en la siguiente tabla:

Forma de la soldadura o de su superficie	Símbolo
a) Plano (normalmente acabado a paño)	
b) Convexa	
c) Cóncava	
d) Acuerdos de transición suave	
e) Empleo de pletina de respaldo permanente	
f) Empleo de pletina de respaldo eliminable	

Figura 76: tabla 2 símbolos tipos de soldadura

La ausencia de un símbolo suplementario significa que la forma de la superficie de la soldadura no necesita ser indicada con precisión.

Se puede apreciar en la tabla las diferentes combinaciones con los diferentes símbolos suplementarios más habituales.

Designación	Ilustración	Símbolo
Soldadura a tope en V simple plana (a paño)		
Soldadura a tope en V doble convexa		
Soldadura en ángulo cóncava		
Soldadura a tope en V simple plana (a paño) con cordón de respaldo plano (a paño)		
Soldadura a tope en V simple con talón de raíz amplio y cordón de respaldo		

Figura 77: Tabla 2, simbolos suplementarios de soldadura

Otra de las normativas por las cuales está regulado el intercambiador es: WELDSEAM PREPARATION ACC.DIN EN ISO 9692-1

Welding and allied processes — Recommendations for joint preparation

Parte 1:

Manual metal-arc welding, gas-shielded, metal-arc welding, gas welding, TIG welding and beam welding of steels.

Tipos de preparación de borde:

En la siguiente tabla se pueden apreciar algunos ejemplos de los tipos de preparaciones que existen regulados por esta normativa.

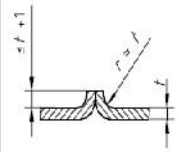
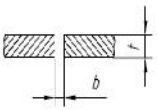
Ref. No.	Material thickness t mm	Type of preparation	Symbol (in accordance with ISO 2553)	Cross-section	Dimensions: Angle[a] α, β	Gap[b] b mm	Thickness of root face c mm	Depth of preparation h mm	Recommended welding process (reference number in accordance with ISO 4063)	Weld illustration	Remarks
1.1	⩽ 2	raised edges	⋀		—	—	—	—	3 111 141 512		Usually without filler metal
1.2.1	⩽ 4	Square preparation	‖		—	≈ t	—	—	3 111 141		—
1.2.2	3 < t ⩽ 8					6 ⩽ b ⩽ 8			13		Where applicable with backing strip
	⩽ 15					≈ t			141[c]		
						⩽ 1[d]			52		
						0					

Figura 78: Tabla 1 - preparación de bordes para soldadura

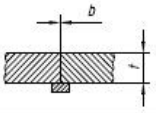
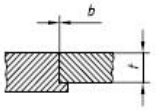
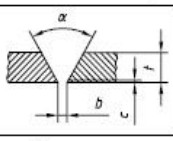
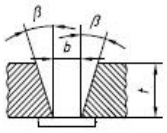
Ref. No.	Material thickness t mm	Type of preparation	Symbol (in accordance with ISO 2553)	Cross-section	Dimensions: Angle[a] α, β	Gap[b] b mm	Thickness of root face c mm	Depth of preparation h mm	Recommended welding process (reference number in accordance with ISO 4063)	Weld illustration	Remarks
1.2.3	⩽ 100	Square preparation with backing			—	—	—	—	51		—
1.2.4		Square preparation with centering lip									
1.3	3 < t ⩽ 10	Single-V preparation	⋁		40° ⩽ α ⩽ 60°	⩽ 4	⩽ 2	—	3 111 13 141		Where applicable with backing strip
	8 < t ⩽ 12				6° ⩽ α ⩽ 8°	–			52[d]		
1.4	> 16	Steep-flanked single-V preparation	⋁		5° ⩽ β ⩽ 20°	5 ⩽ b ⩽ 15	—	—	111 13		With backing strip

Figura 79: Tabla 2 - preparación de bordes para soldadura

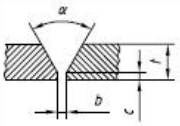
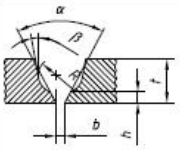
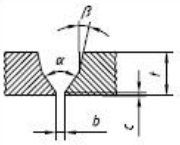
Ref. No.	Material thickness t mm	Type of preparation	Symbol (in accordance with ISO 2553)	Cross-section	Dimensions: Angle[a] α, β	Gap[b] b mm	Thickness of root face c mm	Depth of preparation h mm	Recommended welding process (reference number in accordance with ISO 4063)	Weld illustration	Remarks
1.5	$5 \leqslant t \leqslant 40$	Single-V preparation with broad root face			$\alpha \approx 60°$	$1 \leqslant b \leqslant 4$	$2 \leqslant c \leqslant 4$	—	111 13 141		—
1.6	> 12	Single-U preparation with V root	e		$60° \leqslant \alpha \leqslant 90°$ $8° \leqslant \beta \leqslant 12°$	$1 \leqslant b \leqslant 3$	—	≈ 4	111 13 141		$6 \leqslant R \leqslant 9$
1.7	> 12	Single-V preparation with V root	e		$60° \leqslant \alpha \leqslant 90°$ $10° \leqslant \beta \leqslant 15°$	$2 \leqslant b \leqslant 4$	> 2	—	111 13 141		—

Figura 80: Tabla 3 - preparación de bordes para soldadura

7.2 – APLICACIÓN DE LA NORMATIVA AL PROBLEMA PARA EL CÁLCULO DE SOLDADURAS

Como ya se ha mencionado antes, varias partes del intercambiador van a ser soldadas siguiendo las normativas anteriormente explicadas.

En las figuras 75 y 76 siguientes se pueden apreciar algunos de los símbolos y formas de soldar utilizadas en el prototipo del intercambiador a diseñar.

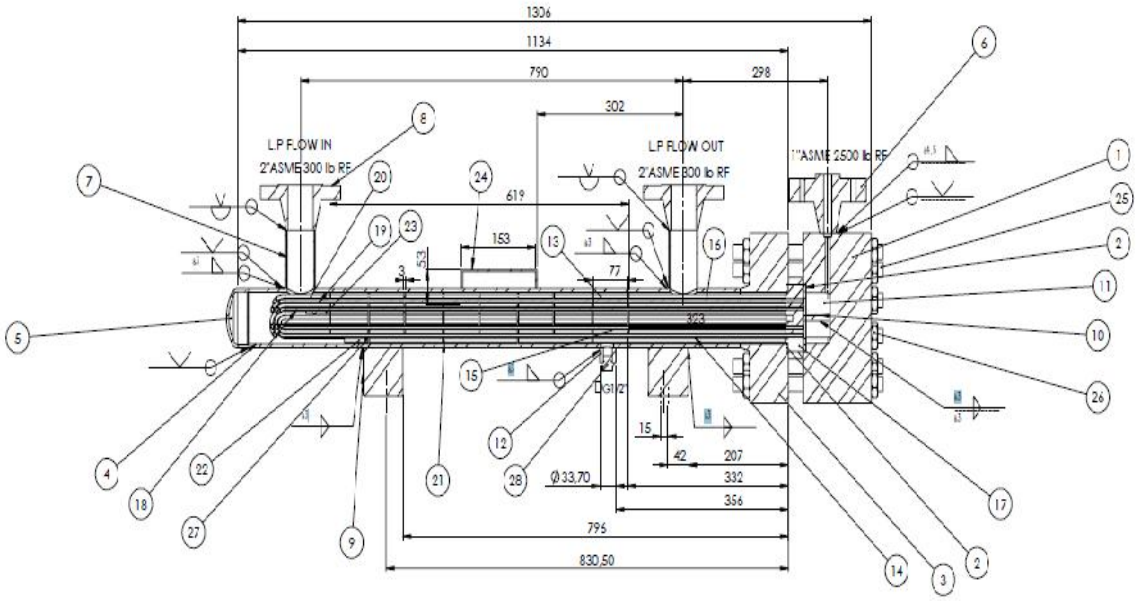


Figura 81: Plano con acotaciones sobre los tipos de soldadura a usar en el intercambiador

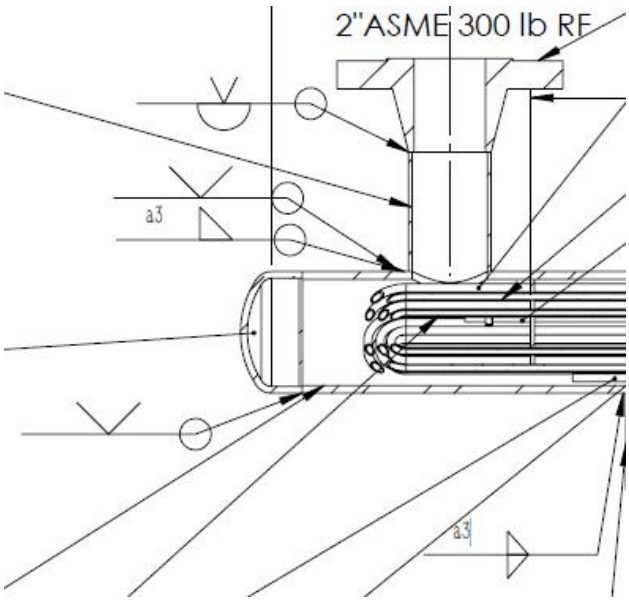


Figura 82: Detalle de plano con acotaciones sobre los tipos de soldadura a usar en el intercambiador

8 VISUALIZACIÓN DE UN PROTOTIPO REAL:

Una vez terminado el prototipo y realizado los pertinentes estudios anteriormente explicados, gracias a la empresa MIB (Mecánica Industrial Buelna) perteneciente a la Fundación Leading Innova se pudo ver y tomar fotos de un prototipo similar (intercambiador de carcasa y tubos) a escala real, como puede apreciarse en las siguientes figuras (77 a 84) fue de gran utilidad, puesto que se pudo ir comprobando pieza por pieza pudiendo matizar pequeños fallos que se había realizado en el prototipo, las imágenes se adjuntan a continuación.

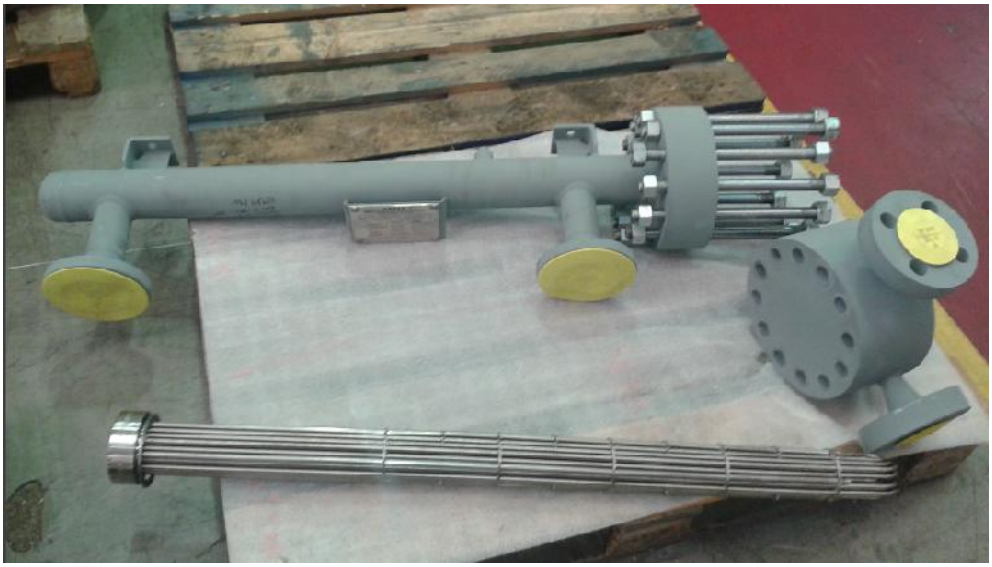


Figura 83: foto1 - Intercambiador

Figura 84: Foto distribución de red de tubos

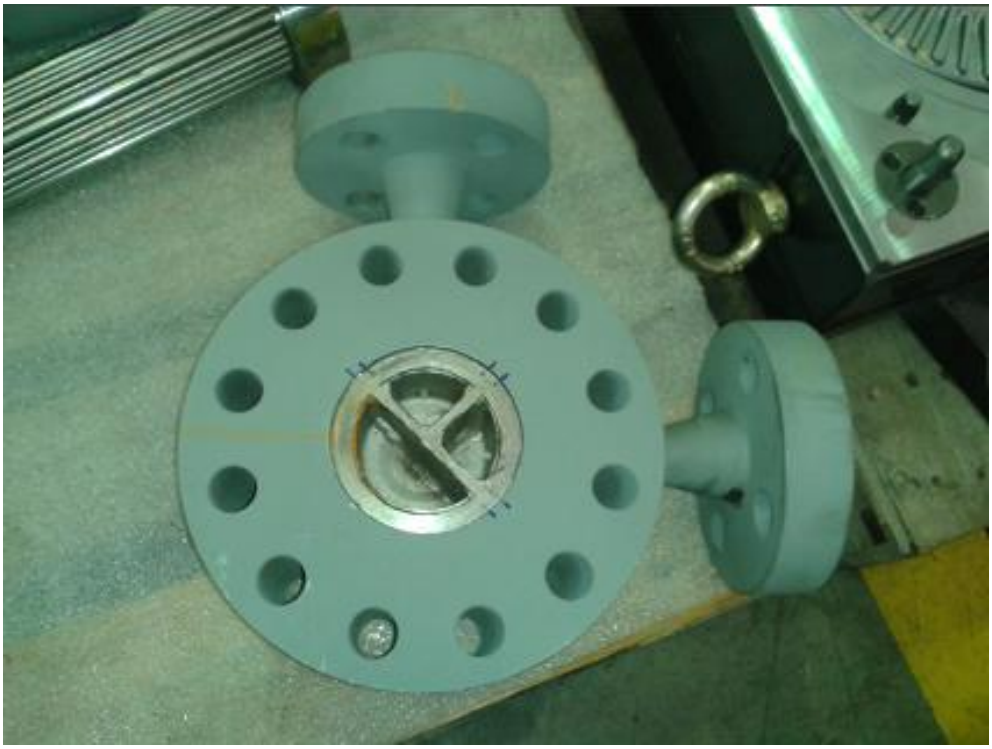


Figura 85: Foto distribución en cuatro pasos

Figura 86: Foto cabezal semiesférico

Figura 87: Foto Pernos (espárragos) y tuercas

Figura 88: Foto tubos en forma de U

Figura 89: Foto ensamblaje de tubos y placa tubular

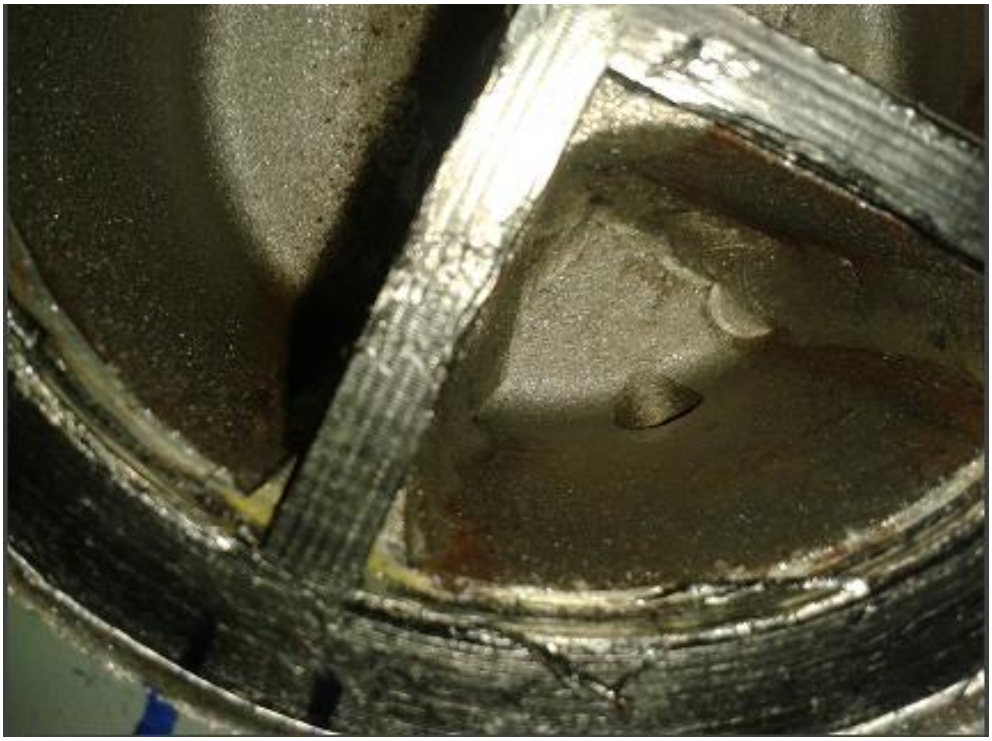


Figura 90: Foro entrada y salida fluido en placa tubular

9 - MATERIALES UTILIZADOS PARA LA FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES

A continuación se resumen algunas características de construcción y materiales usados en algunos componentes del intercambiador de calor de tubos y carcasa basados en la norma TEMA1 (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION).

En la unión espejo-tubos por soldadura, los materiales de estos tienen que ser iguales o compatibles. En la unión espejo-tubos por expansión mecánica, se puede utilizar una amplia variedad de combinaciones de materiales entre ellos, considerando sus límites de esfuerzos y la corrosión.

El material del espejo debe ser resistente a la corrosión del fluido que fluye en la carcasa y en los tubos, también debe ser compatible con el material de los tubos. El espejo puede ser de acero de bajo carbono con una capa resistente a la corrosión.

Las tapas del cabezal y las boquillas se deben fabricar de materiales compatibles con los materiales de los espejos y de los tubos, con la finalidad de evitar la corrosión en especial con los tubos.

La placa de choque se debe utilizar para prevenir el impacto directo del fluido en los tubos superiores producido por las altas velocidades del flujo del fluido en la coraza, tal impacto puede causar corrosión, cavitación o vibración.

El material de construcción más común en ISO intercambiadores de calor es el acero al carbono. Otros materiales en orden de utilización son:

Acero inoxidable de la serie 300

Niquel

Monel

Aleaciones de cobre, como latón Admiralty

Alumino

Acero inoxidable de la serie 400

Como ya se ha mencionado anteriormente los materiales a utilizar se seleccionan por su resistencia a la corrosión. Se utilizan tubos bimetálicos cuando las condiciones de temperatura y requisitos de corrosión no permiten la utilización de una aleación simple. Consisten en dos materiales laminados juntos. Hay que tener cuidado con la acción galvánica.

También se encuentran intercambiadores de construcción no metálica como son tubos de vidrio, en casco de vidrio o acero. También se encuentran intercambiadores de calor de grafito y teflón.

En el problema a tratar se optó por las siguientes soluciones que se muestran a continuación en la tabla correspondiente a la figura 85:

PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Material	Material
Bonnet	Cubierta del conector 3"	1	SA266 Gr 4	
Arandela	Ø100/Ø80 S=4	1	1.4571/GRAPH	
WN FLANGE	Cubierta V-FLANGE 3"e:8.2	1	SA105	
Tuberia Principal	Ø88.9x5.6x985	1	P235GH TC1	EN 102 16-2
Cabezal Toriesférico	korbbogenboden Ø88.9x5 H=45	1	P265 GH	28013
Brida 2500	V-FLANGE 1"2500 RF	2	SA 105	B16.5
tuberia brida 300	Tubo Ø60.3x5x120	2	P235GH TC1	EN 102 16-2
Brida 300	V-FLANGE 2" 300lb RFe:5	2	A 105-C21	B16.5
Soporte	100x75x5	2	S235JR+N	EN 10025-2
Plato1 inclinacion 45° respeco plano horizontal	Plate 1 75x50x6	1	S235JR+N	EN 10025-2
Plato 2 ⊥ Plato 1	Plate 2 50x35x6	1	S235JR+N	EN 10025-2
Tuberia Tapon	G 1/2" L=30 Ø=33.7 Smim=6.37	1	P235GH TC1	EN 102 16-2
Tuberia	Ø8.4x0.5x157	7	1.4571	EN10217-7
Tuberia	Ø8.4x0.5x403	1	1.4571	EN10217-7
Tuberia	Ø8.4x0.5x77	16	1.4571	EN10217-7
Tuberia	Ø8.4x0.5x323	3	1.4571	EN10217-7
Placa Tubular	Tubesheet 3"	1	1.4571	EN 10028-7
Tuberia R:11	Inner-tube Ø6x1.5x2175 R=11 LG=1070 ABS=22	6	1.4571	EN 10016-5
Tuberia R:19	Inner-tube Ø6x1.5x2200 R=19 LG=1070 ABS=38	4	1.4571	EN 10016-5
Tuberia R:28	Inner-tubeØ6x1.5x2228 R=28 LG=1070 ABS=56	4	1.4571	EN 10016-5
Deflector	Bafle	9	1.4571	EN 10028-7
Soporte bafles 910	Round steel Ø6x910	1	1.4571	1013
Soporte bafles 990	Round steel Ø6x990	3	1.4571	1013
Placa Especificaciones	150x50x90	1	S235JR+N	EN 10025-2
Espárrago	STUD BOLT 7/8"x 9UNC x 310	12	SA193 B7-zn	976
HHJNUT 0.8750-9-D-N	HEX-NUT 7/8"x 9UNC	24	SA 194 2H-zn	B18.2
Hexagon Nut ISO - 4032 - M6 - W - N	HEX-NUT M6	4	A4	ISO 4032
Tapon	A-G 1/2" A	1	C35E+QT-Zn	5586
Arandela	Ø100/Ø80 x4	1	1.4571/GRAPH	
	Nº piezas 91		Norma/Observaciones	ASME VIII div 1, TEMA CLASS C

Figura 91: Tabla de componentes utilizados para el intercambiador

Como puede verse en la tabla el material más utilizado para las piezas importantes es: El acero inoxidable austenítico AL Cr-Ni-Mo ACX280 todas las características fueron proporcionadas gracias a la empresa ACERINOX http://www.acerinox.com/es/index.html

9.1 (1.4571) NORMA EN 316TI DESIGNACIÓN ASTM

9.1.1 DESCRIPCIÓN:

Los aceros inoxidables austeníticos del grupo Cr-Ni-Mo contiene Mo para incrementar la resistencia a la corrosión por picaduras. El ACX 280 al estar estabilizado con Ti (titanio), tiene, además, menor susceptibilidad a la corrosión intergranular, porque se evita la precipitación de carburos de Cr en aplicaciones que impliquen su uso a temperaturas de sensibilización, como soldaduras.

9.1.2 COMPOSICIÓN QUÍMICA

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Ti
≤0,060	≤0,75	≤2,00	≤0,040	≤0,015	16,50-18,00	11,00-12,50	2,00-2,50	≥ 5 (C+N)

9.1.3 CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO DE RECOCIDO

$Rp_{0,2}$	> 240 N/mm²
Rm	540 - 690 N/mm²
Alargamiento	> 40%
Dureza	< 210 HB

9.1.4 PROPIEDADES FÍSICAS

	20ºC	100ºC	200ºC	300ºC	400ºC	500ºC
Módulo de elasticidad (GPa)	200	194	186	179	172	165
Coeficiente medio dilatación térmica entre 20ºC (10^{-6} x K^{-1}) y	-	16,5	17,5	18	18,5	19
Conductividad térmica (W/m·K)	15	16,2	-	-	-	21,5
Resistividad eléctrica (Ω·mm²/m)	0,75	-	-	-	-	-

9.1.5 SOLDADURA

Electrodos revestidos	Alambres y varillas	Electrodos huecos
E 19 12 3 Nb 316L	G 19 12 3 Nb (GMAW) W 19 12 3 Nb (GTAW) P 19 12 3 Nb (PAW) S 19 12 3 Nb (SAW) 316L	T 19 12 3 Nb 316L

9.1.6 RESISTENCIA A LA CORROSIÓN

Los aceros inoxidables austeníticos de la familia Cr-Ni-Mo presentan mejores propiedades de resistencia a la corrosión generalizada y atmosférica que los aceros inoxidables Cr-Ni

9.1.7 CORROSIÓN BAJO TENSIONES

La corrosión bajo tensiones puede ocurrir en los aceros inoxidables austeníticos cuando están sometidos a esfuerzos de tracción en medios con iones cloruros y temperaturas superiores a 60º C

9.1.8 CORROSIÓN INTERGRANULAR

En aplicaciones que conlleven un uso continuado en el rango de temperaturas de 450 a 850ºC, u operaciones de soldadura con riesgo de sensibilización, se recomienda usar este tipo de acero, estabilizado por Ti, para así poder minimizar el riesgo de corrosión intergranular.

9.1.9 RESISTENCIA A LA OXIDACIÓN EN CALIENTE

La máxima temperatura de servicio para estos tipos de aceros en aplicaciones continuadas es de 920ºC. Para ciclos térmicos intermitentes la máxima temperatura de servicio es de 870ºC

9.1.10 MANTENIMIENTO SUPERFICIAL

Es imprescindible realizar periódicamente unas adecuadas prácticas de limpieza para conservar las superficies de forma indefinida y obtener las mejores prestaciones del acero inoxidable.

Para la correcta limpieza, se recomienda el empleo de agua jabones de tipo neutro aplicados con una bayeta o cepillo que no arañe al inoxidable. Finalizar siempre la operación con un buen enjuagado con agua, para conseguir la completa eliminación del producto limpiador empleado.

Se deben evitar los productos clorados. En caso de que sea imprescindible su uso, el contacto ha de ser mínimo y tiene que ir seguido por un abundante enjuagado con agua.

9.1.11 ESPECIFICACIONES

Los aceros austeníticos del grupo Cr-Ni-Mo están incluidos en las principales normas internacionales como son: EN, ASTM, ASME, AMS, QQS, MILS.

10- ESTUDIO TÉRMICO DE PRESIONES Y FLUIDO DINÁMICO A PARTIR DE LA HERRAMIENTA SOLIDWORKS-FLOW SIMULATION.

10.1 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- Calcula el flujo de calor en la aproximación de las paredes adiabáticas o en sólidos.
- Se caracteriza por poder especificar diferentes tipos de fuentes de calor.
- Asigna a los modelos una amplia gama de materiales sólidos guardados en la base de datos de ingeniería.
- Define sus propios materiales asignándoles valores para propiedades físicas como conductividad térmica, capacidad calorífica, etc.
- Calcula el calor por radiación. La base de datos de ingeniería contiene superficies radiactivas como Pared de cuerpo negro, Pared de cuerpo blanco, Cuerpo gris con un albedo arbitrario y una amplia gama de superficies de materiales reales.

10.2 FLUIDOS Y TIPOS DE FLUJO

- Analiza el flujo de hasta diez fluidos de diferentes tipos (líquidos, gases/vapor, gases reales, líquidos no newtonianos y líquidos compresibles). La base de datos contiene numerosos fluidos con propiedades predefinidas.
- Analiza un problema con múltiples fluidos de diferentes tipos, siempre que separe las áreas de los diferentes fluidos utilizando subdominios de fluidos.
- Analiza la disolución mutua de fluidos. Los fluidos de mezcla deben ser del mismo tipo.
- Puedes definirtus propios fluidos.

10.3 CONFIGURACIÓN INICIAL

Antes de iniciar el cálculo, SolidWorksFlowSimulation ofrece parámetros de configuración adicionales. Si establece los valores de la condición inicial más cerca de los parámetros finales anticipados, mejora el rendimiento del cálculo.

- **Parámetros de fluidos iniciales**. Puede establecer estos parámetros a nivel global. En un ensamblaje, puede establecerse a nivel local para un subensamblaje o una pieza individual.
    - Temperatura
    - Presión
    - Velocidad del flujo
    - Composición del fluido
- **Temperatura inicial**. Establece la temperatura inicial de un sólido.
- **Parámetros de malla iniciales**. Establece parámetros adicionales que controlen cómo el análisis soluciona la interfaz de sólidos/fluidos, las superficies curvadas, los canales estrechos, las operaciones sólidas pequeñas, etc. Puedes aplicar esta configuración a nivel global o, en los ensamblajes, a un subensamblaje o una pieza individual.

10.4 CONDICIONES DE CONTORNO

Puede establecer estas condiciones de contorno.

Para entrada y salida:

- Volumen de masa
- Flujo de volumen
- Velocidad
- Número Mach
- Presión estática
- Presión total
- Presión del ambiente
- Presión de la pared

Sólo para entrada:

- Perfil de velocidad del flujo, remolino o vector
- Temperatura
- Composición (para ensamblajes)
- Parámetros de turbulencia

10.5 ENTIDADES DE CAJA NEGRA

Para reducir el tiempo del análisis, SolidWorks-FlowSimulation incluye diversas "cajas negras" construidas previamente. Las cajas negras tienen entradas integrales tabuladas y parámetros de salida, y se incluyen en los cálculos. SolidWorks-FlowSimulation no las soluciona durante un análisis.

- **Ventilador**. Un ventilador idealizado que se define completamente mediante su respectiva curva, que significa la dependencia tabulada del flujo de volumen frente a una caída de presión. Puede utilizar el ventilador como una entrada, una salida o un ventilador interno. La base de datos contiene curvas de ventilador para ventiladores industriales seleccionados. También puede definir usted mismo las curvas de ventilador.

- **Disipador térmico**. Un ventilador idealizado combinado con el disipador térmico. SolidWorksFlowSimulation define el disipador térmico mediante la curva del ventilador y la curva de resistencia térmica.

- **Enfriador termoeléctrico**. Un dispositivo de enfriamiento Peltier idealizado definido por la diferencia de temperatura máxima que puede desarrollar.

10.6 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS

SolidWorksFlowSimulation incluye estas operaciones para ver los resultados:

Trazados Trazados de perfil 3D Trazados de cortes Trazados de superficies trazados XY	Animaciones Trayectorias de flujo Objetivos Superficies Iso	Estudios de partículas Informes Parámetros de punto, superficie y volumen

Como puede apreciarse en la siguiente figura 86 a la hora de comenzar el estudio primeramente se han suprimo todas aquellas piezas (chapa de especificaciones, soportes, tuberías soporte…) que no afectan a la hora de realizar el estudio, es decir, todas aquellas partes que no están en contacto con los fluidos y que por tanto no sufrirán ningún tipo de cambio.

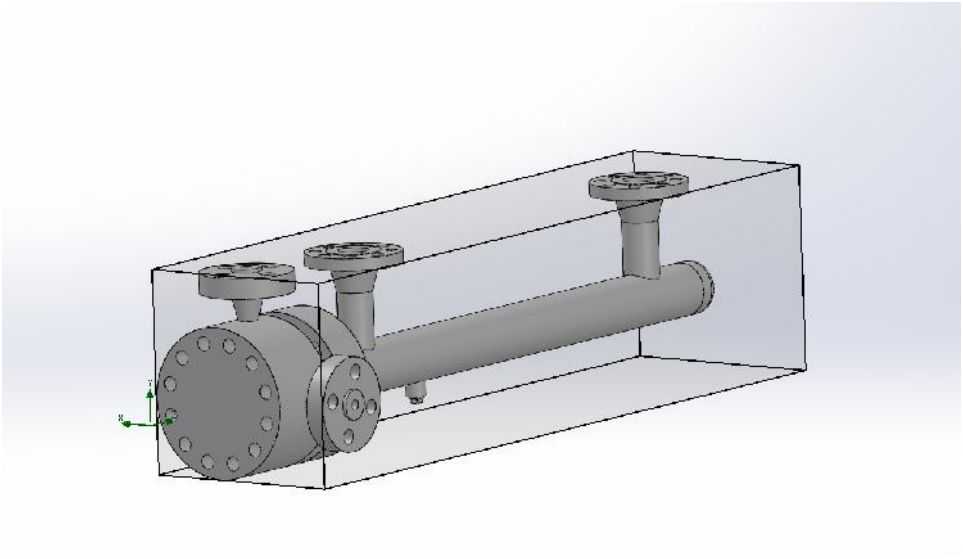


Figura 92: Simulación del intercambiador en SOLIDWORKS

Esta supresión es de gran utilidad puesto que el dominio computacional creado es alrededor de todo el intercambiador, por tanto de esta manera al tener menos piezas, el mallado se realizará con más facilidad consiguiendo unos estudios más simplificados.

Comienzo del estudio:

10.7 APLICACIÓN AL PROBLEMA

1. Comienzo con la entrada en el complemento antes mencionado FLOWSIMULATION

Figura 93: Panel de control Solidworks

2. Se crea un nuevo estudio al cual se le tendrá que asignar un nombre, en este caso se le llamará estudio intercambiador:

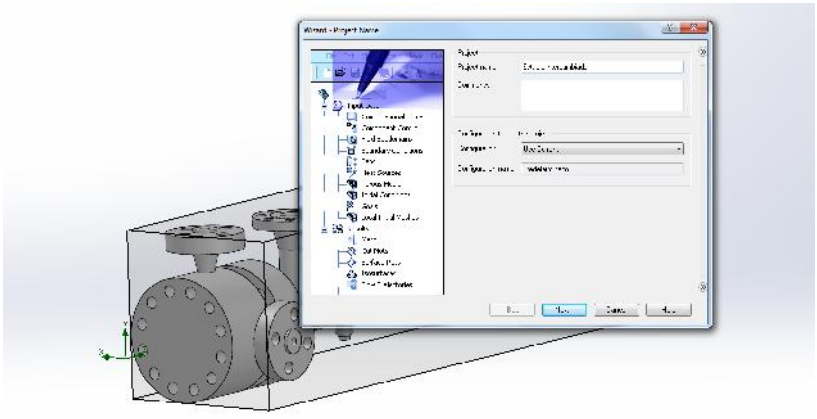


Figura 94: Solidworks - pantalla creación nueva estudio

3. Se seleccionan las unidades que se utilizarán para realizar el estudio, en este caso se utilizará el SI (metros, kilogramos, segundos, bares):

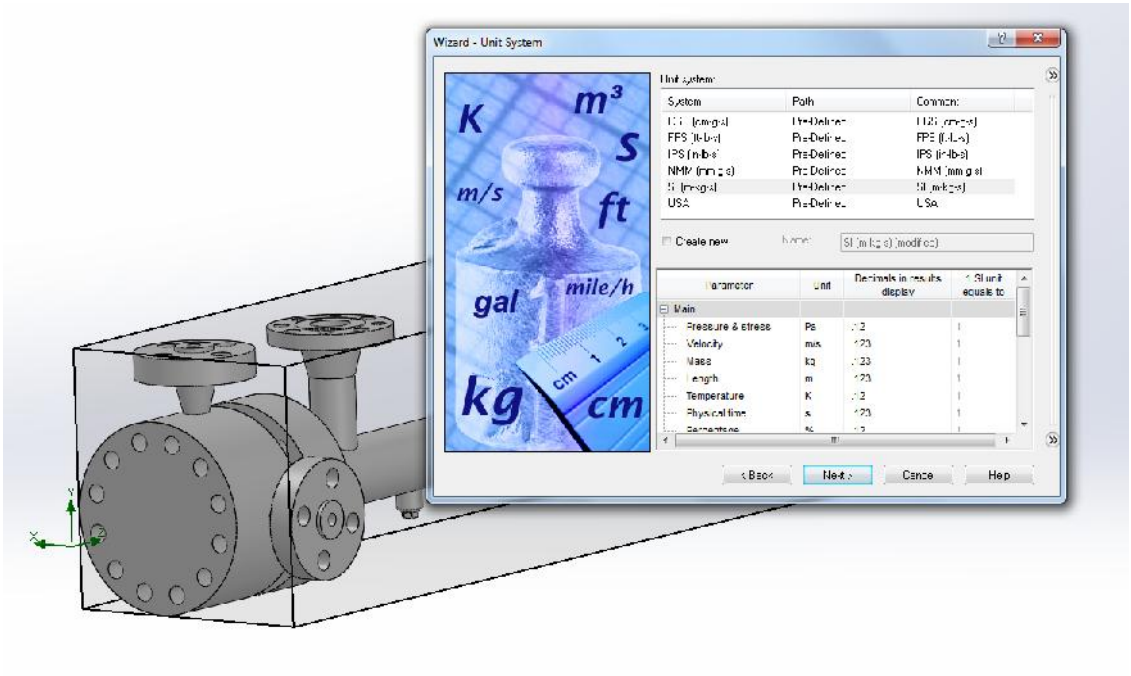


Figura 95: Solidworks, pantalla selección unidades

4. Tipo de análisis a realizar: en el caso a estudiar se trata de un análisis interno, con una transmisión del calor por los fluidos, especificando de la misma manera de que fluido se trata en este caso **agua**:

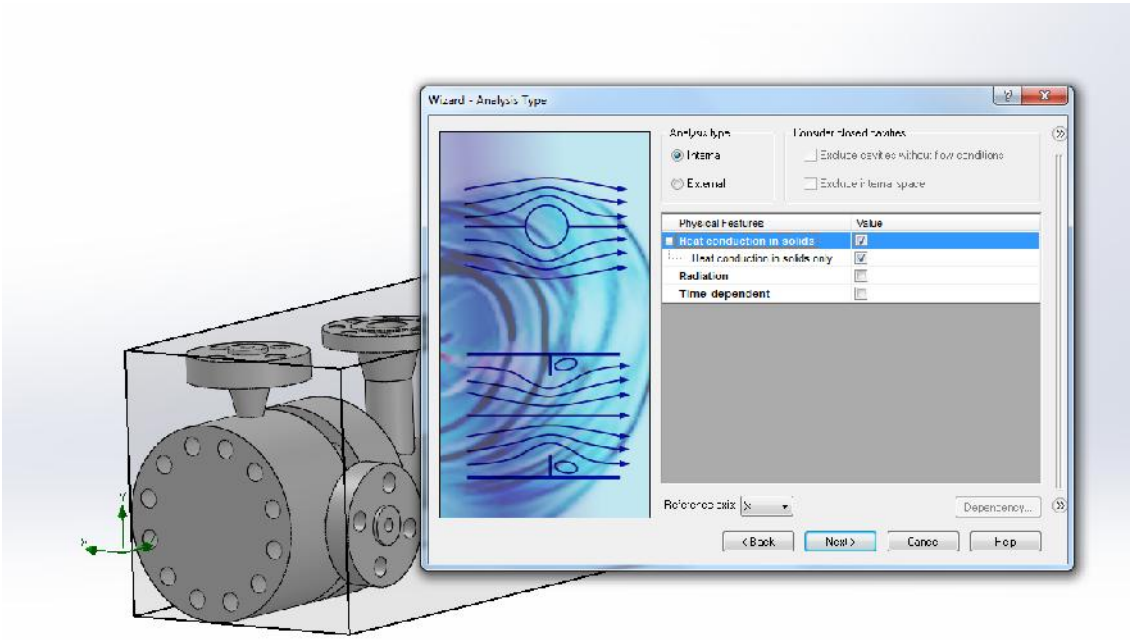


Figura 96: Solidworks, elección tipo análisis

5. Material utilizado en el intercambiador:

Como ya se hizo referencia en el apartado de materiales de construcción el material más importante y más utilizado es el 1.4571 acero inoxidable, por tanto se tomará ese material como material por defecto para la realización del estudio en todas las partes del intercambiador:

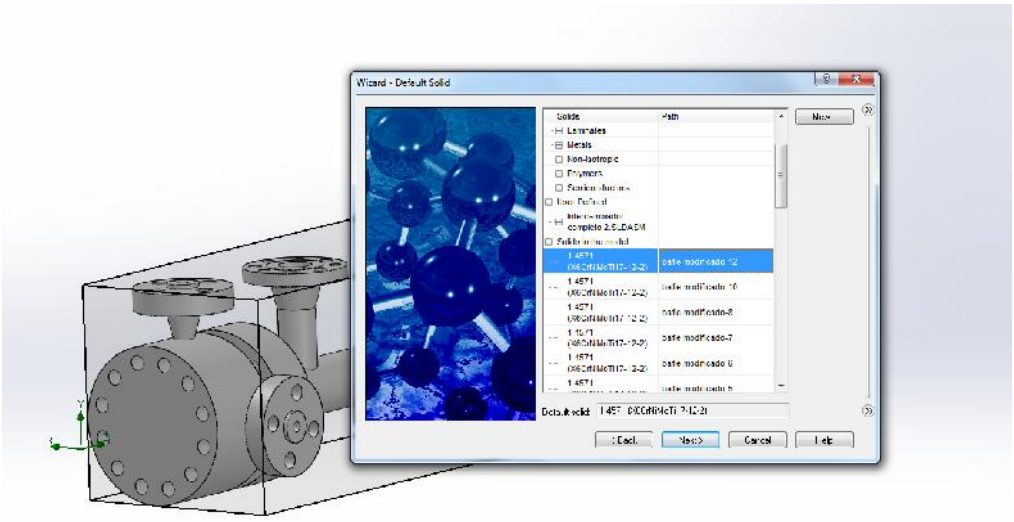


Figura 97: Solidworks, pantalla elección material

6. Las condiciones del exterior no afectan al diseño del intercambiador (condiciones normales de presión y temperatura) por tanto se tratará el problema con la condición de que sea un problema adiabático (aislado térmicamente):

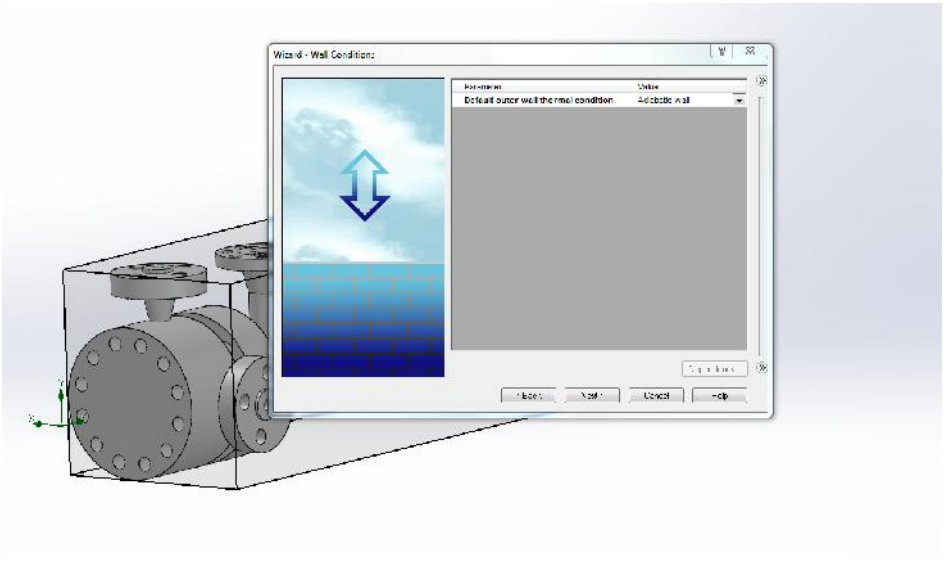


Figura 98: Solidworks, pantalla elección condiciones externas

7. Se introducen las condiciones de presión y temperatura máximas impuestas para el diseño consiguiendo un estudio bajo esos límites:

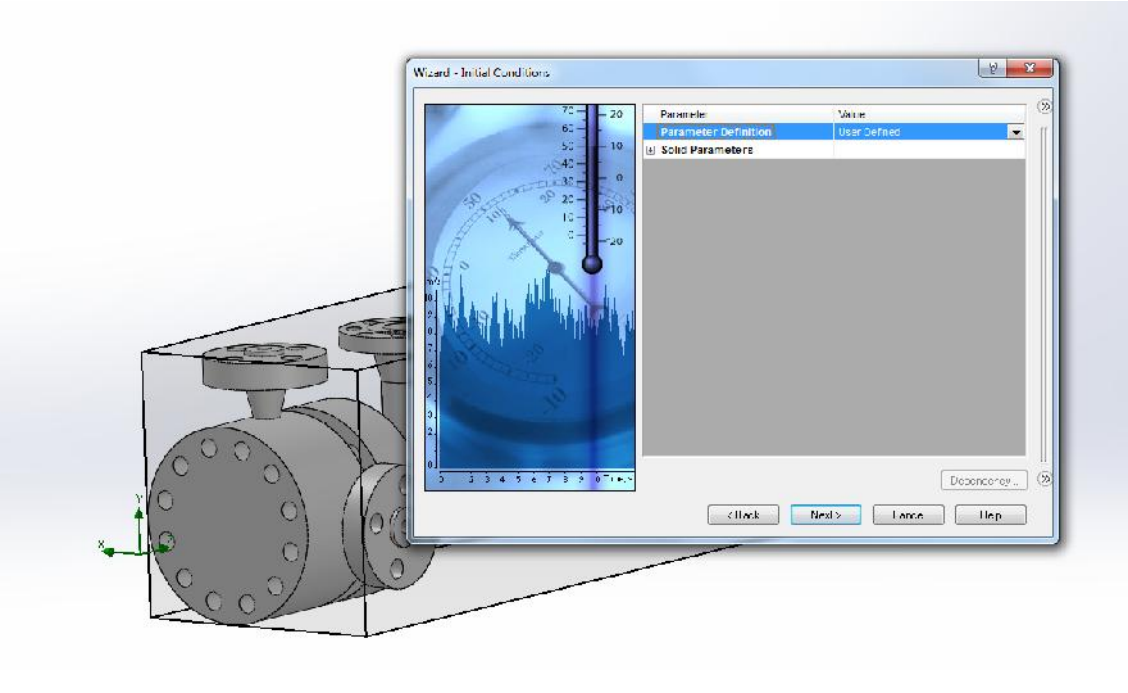


Figura 99: Solidworks, pantalla elección condiciones de presión

8. introducir la resolución de mallado.

A más resolución mayor precisión, pero como todo tiene sus inconvenientes puesto que a mayor resolución se necesita mayor tiempo de estudio y en algunos casos, un ordenador con una mayor capacidad al utilizado para la resolución de este estudio.

En este problema en concreto se hizo diferentes pruebas utilizando diferentes resoluciones, se visualizó que la resolución tomada en 5 es muy similar a la tomada en 4 resultando unos valores prácticamente idénticos, por tanto la elección fue de un mallado con resolución 5:

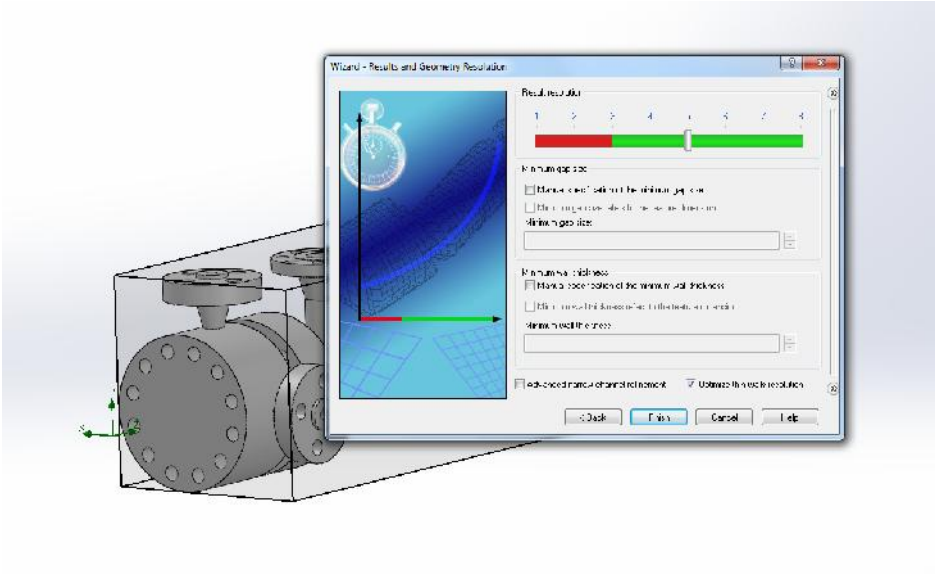


Figura 100: Solidworks, elección resolución de mallado

CONDICIONES DE CONTORNO

Una vez introducidas todas las premisas necesarias para el estudio, se procedió a introducir las condiciones de contorno de entrada y salida (caudal del fluido o presión) tanto por la parte de los tubos como por la de la carcasa quedando de la siguiente manera:

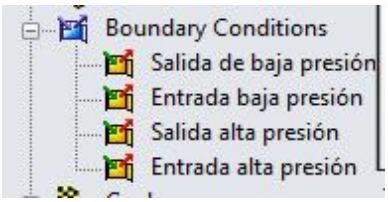


Figura 101: Solidworks, pantalla elección condiciones de contorno

1. Salida de baja presión:

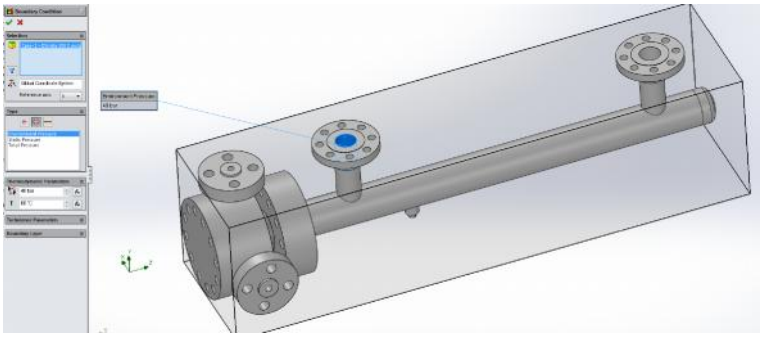


Figura 102: Intercambiador, salida baja presión

2. Entrada de baja presión:

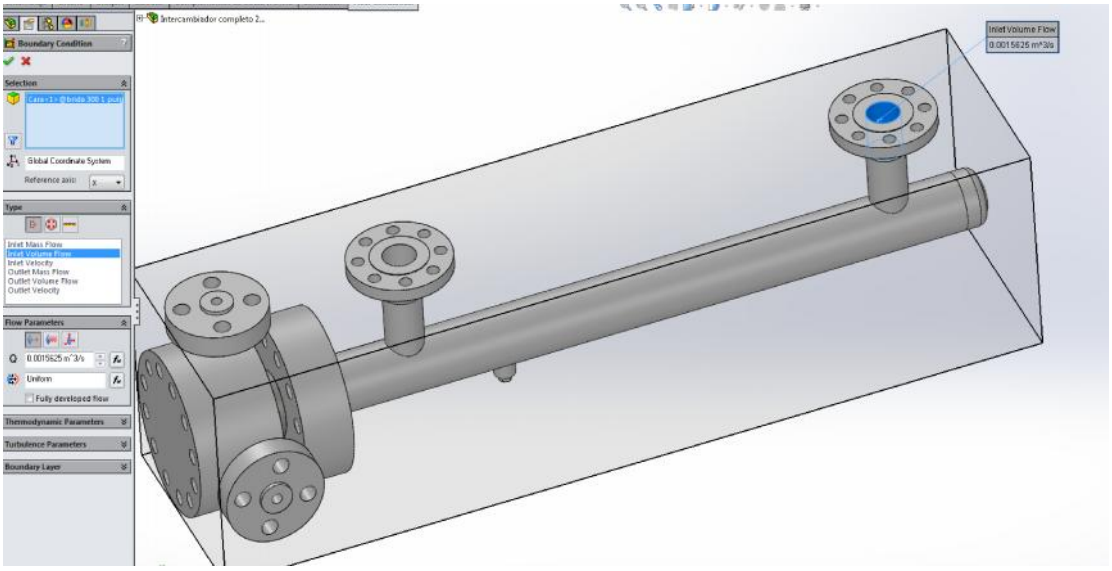


Figura 103: Intercambiador, entrada baja presión

3. Salida de alta presión:

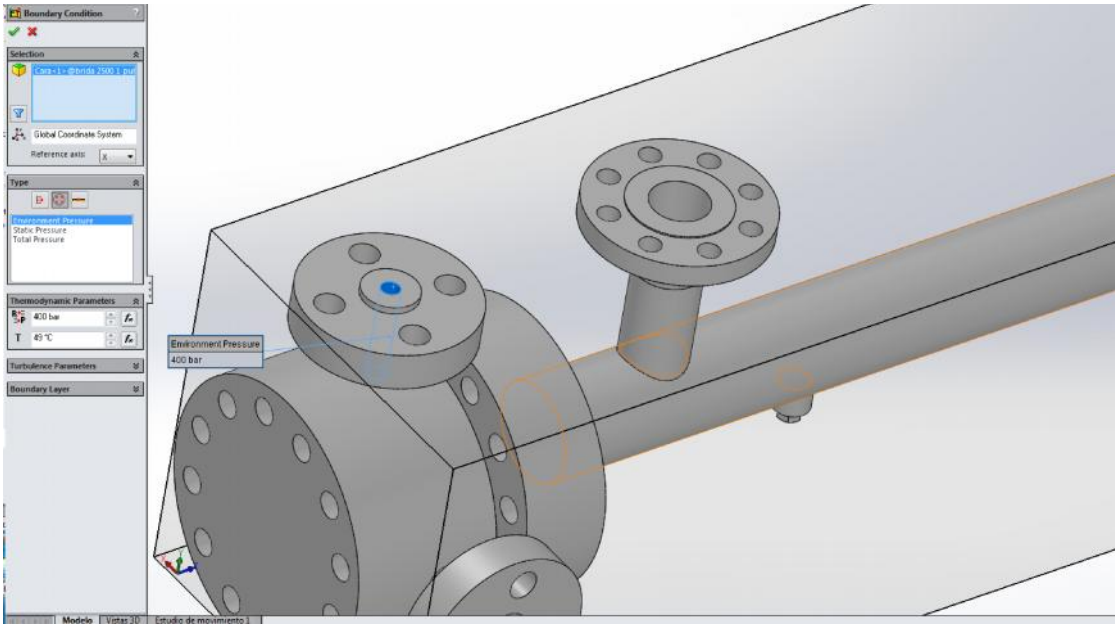


Figura 104: Intercambiador, entrada baja presión

4. Entrada de alta presión:

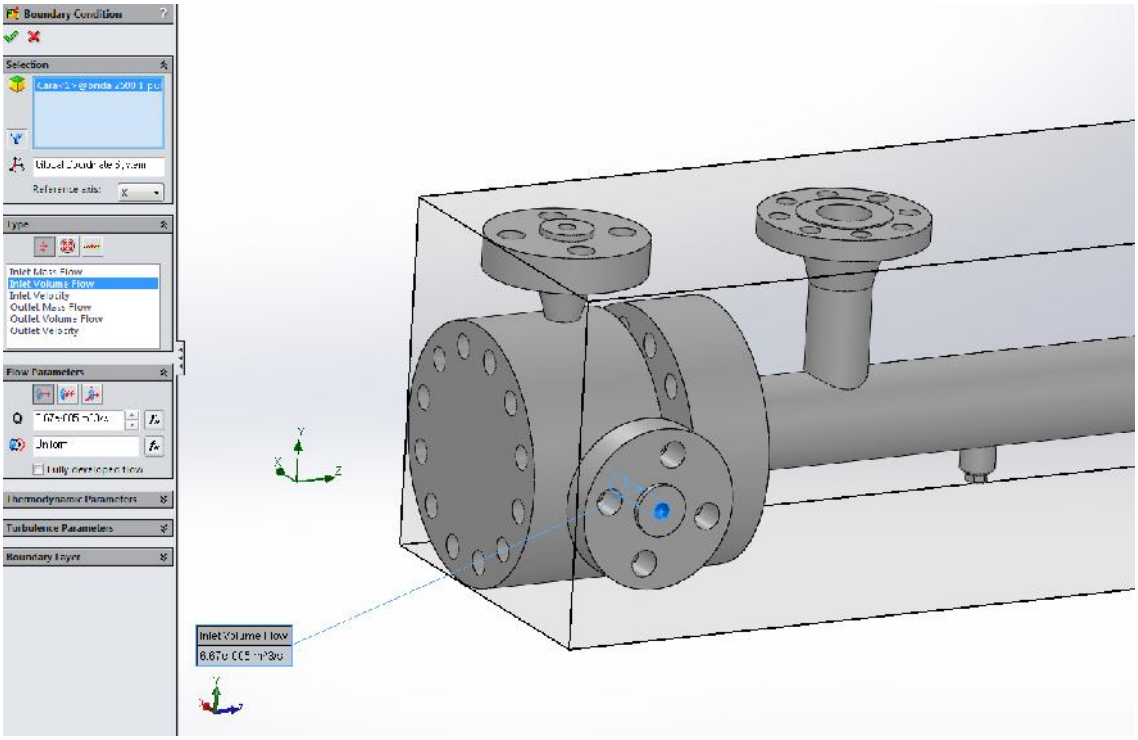


Figura 105: Intercambiador, Entrada alta presión

10.8 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS

Por último se compila el programa para visualizar los resultados obtenidos que fueron los siguientes:

Utilizando la función (FLOWTRAYECTORIES) trayectorias del flujo visualizamos los aspectos más importantes a tener en cuenta como son:

Presión:

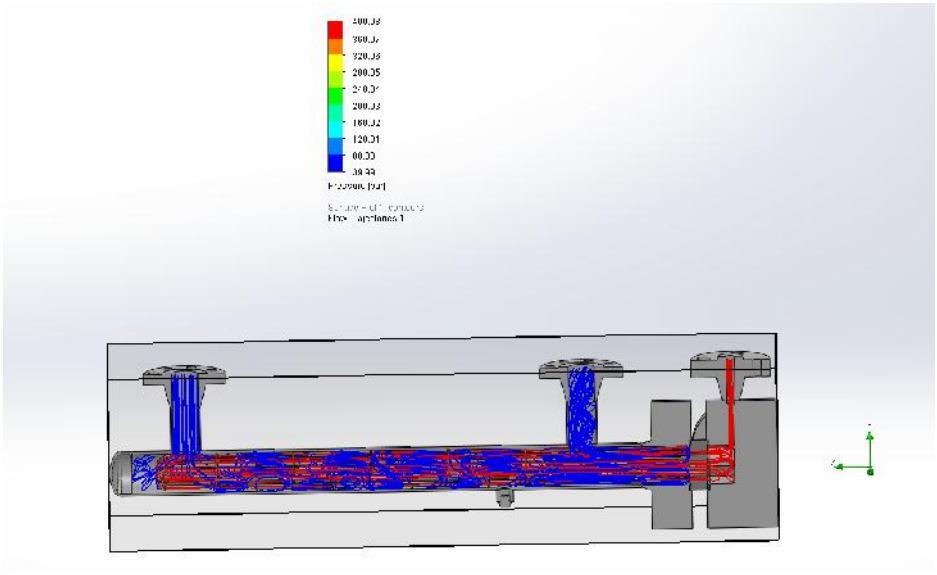


Figura 106: Simulación a diferentes presiones

Temperatura:

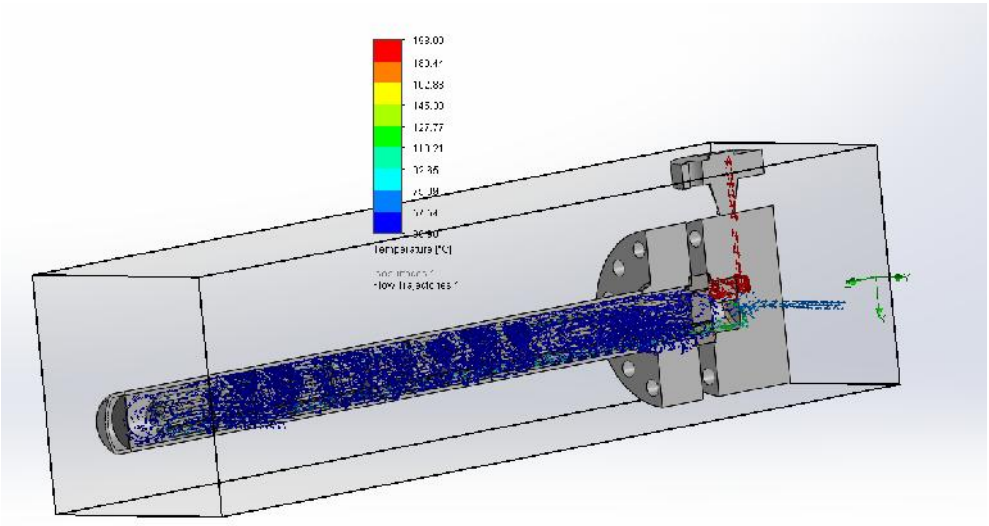


Figura 107: Simulación a diferentes temperaturas

Temperatura del fluido:

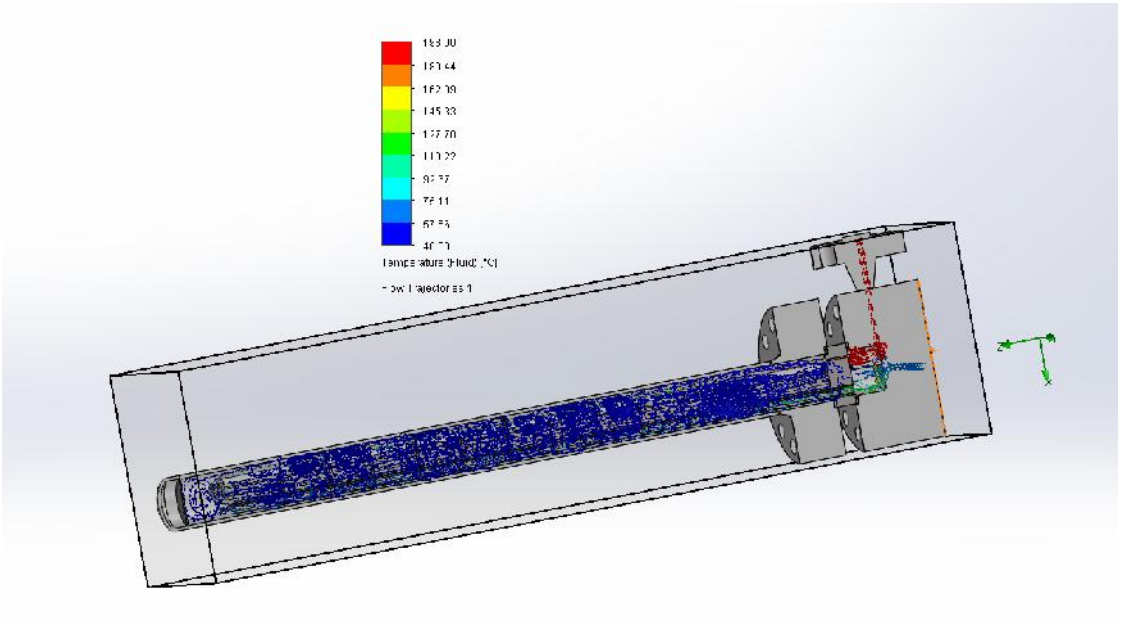


Figura 108: Simulación con temperaturas de fluido

Velocidad del fluido:

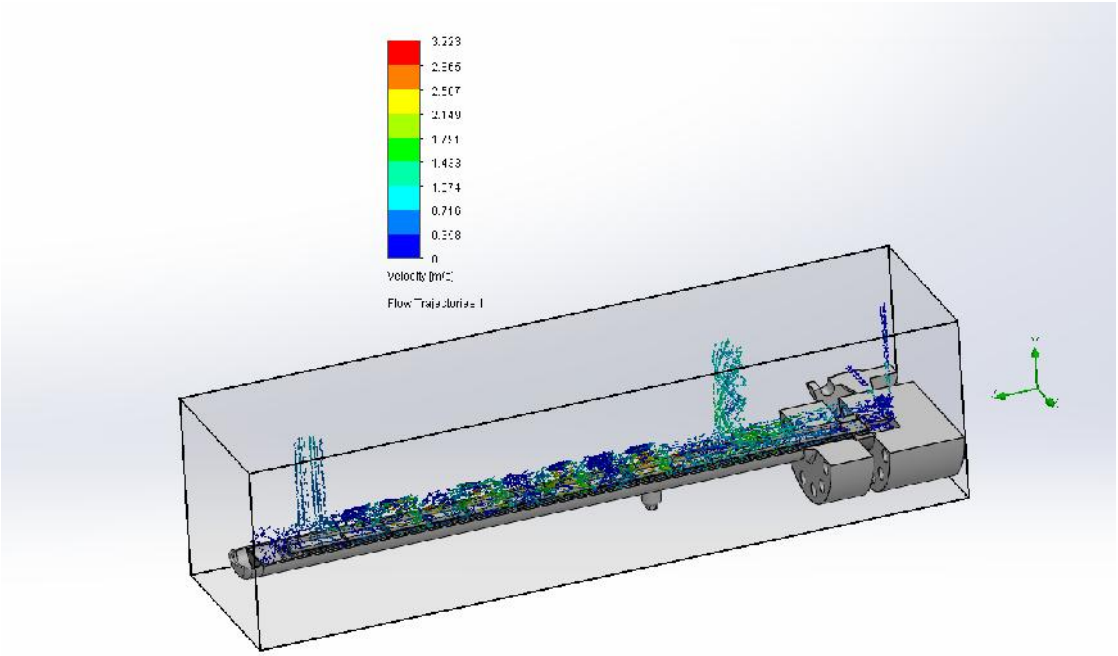


Figura 109: Simulación con velocidades de fluido

Otra función utilizada fue (SURFACE CUT PLOT) Trazados de superficies para comprobar que en las piezas importantes no haya ningún problema, obteniendo los siguientes resultados:

Presión:

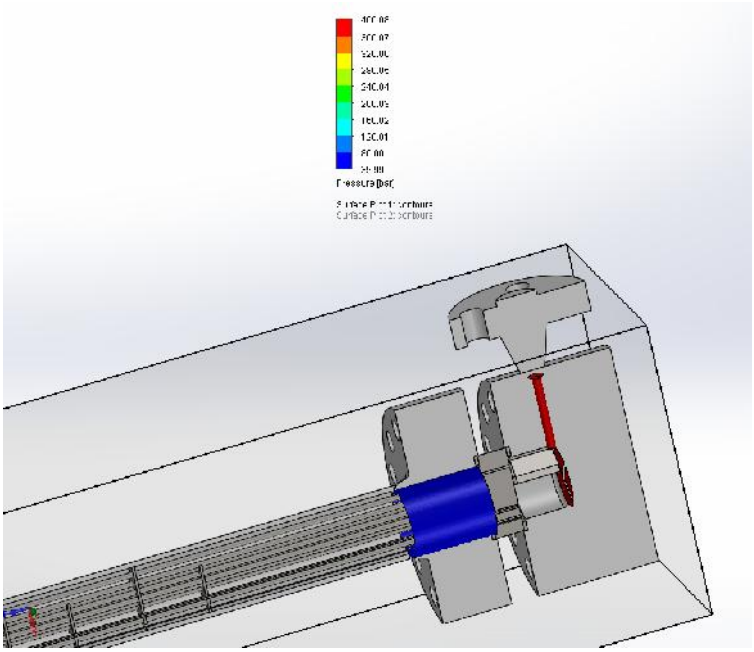


Figura 110: Simulación presión con función (Surface Cut Plot)

Temperatura del fluido:

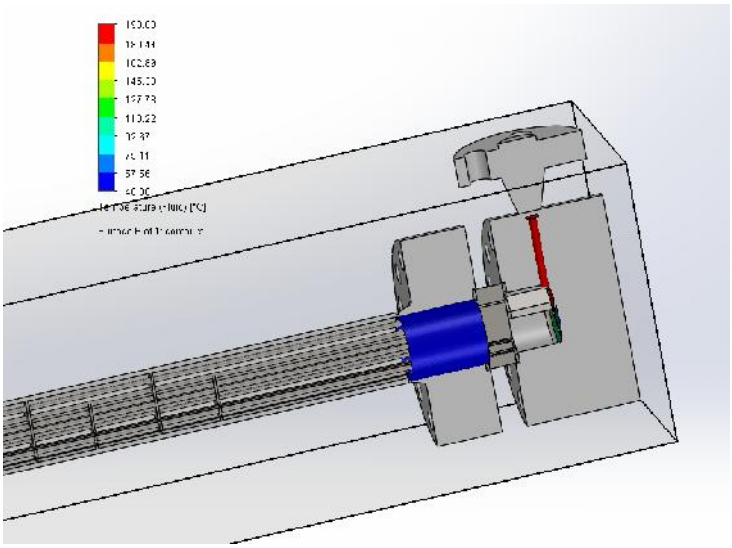


Figura 111: Simulación de temperatura fluido con función (Surface Cut Plot)

Temperatura del Sólido:

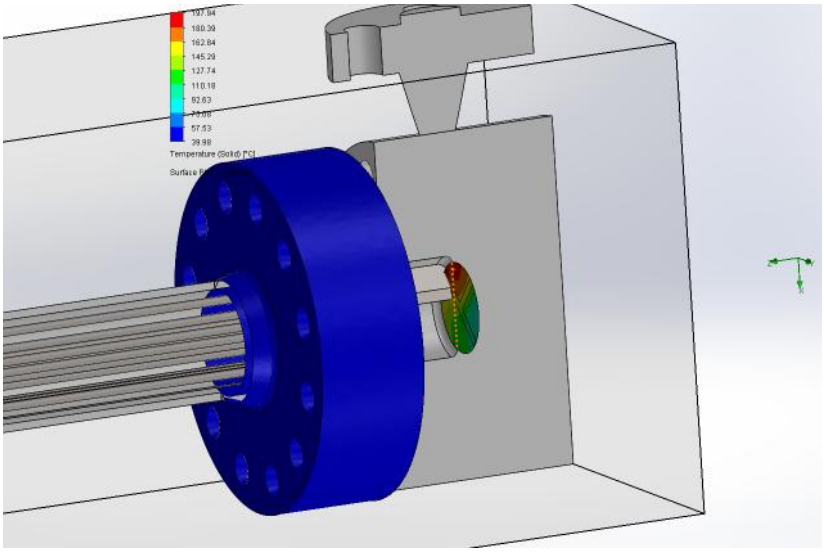


Figura 112: Simulación de temperatura del sólido con función (Surface Cut Plot)

Y por último utilizamos la función (CUT PLOT) Trazados de cortes que funciona de la misma manera que el anterior pero tratando el conjunto.

Temperatura del fluido:

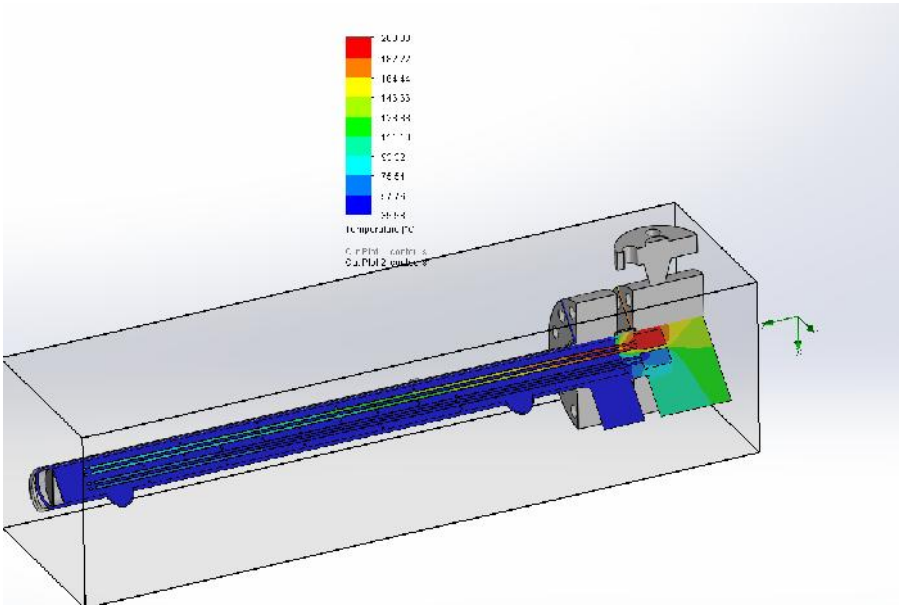


Figura 113: Simulación de temperatura con función (CUT PLOT)

Presión

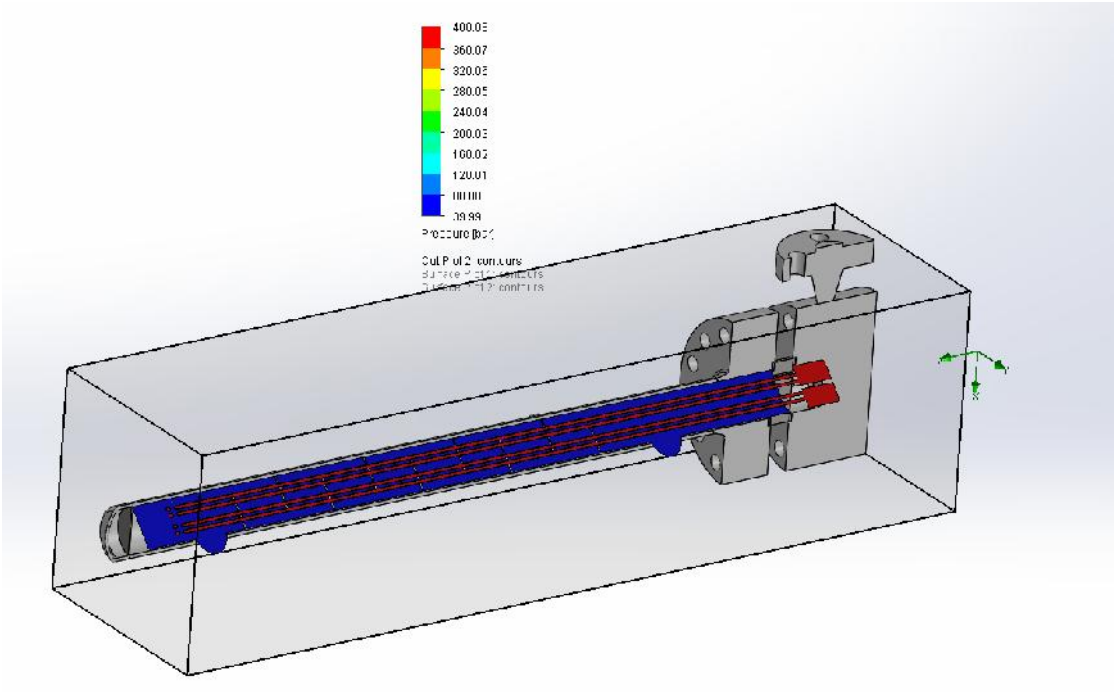


Figura 114: Simulación de presión con función (CUT PLOT)

Velocidad:

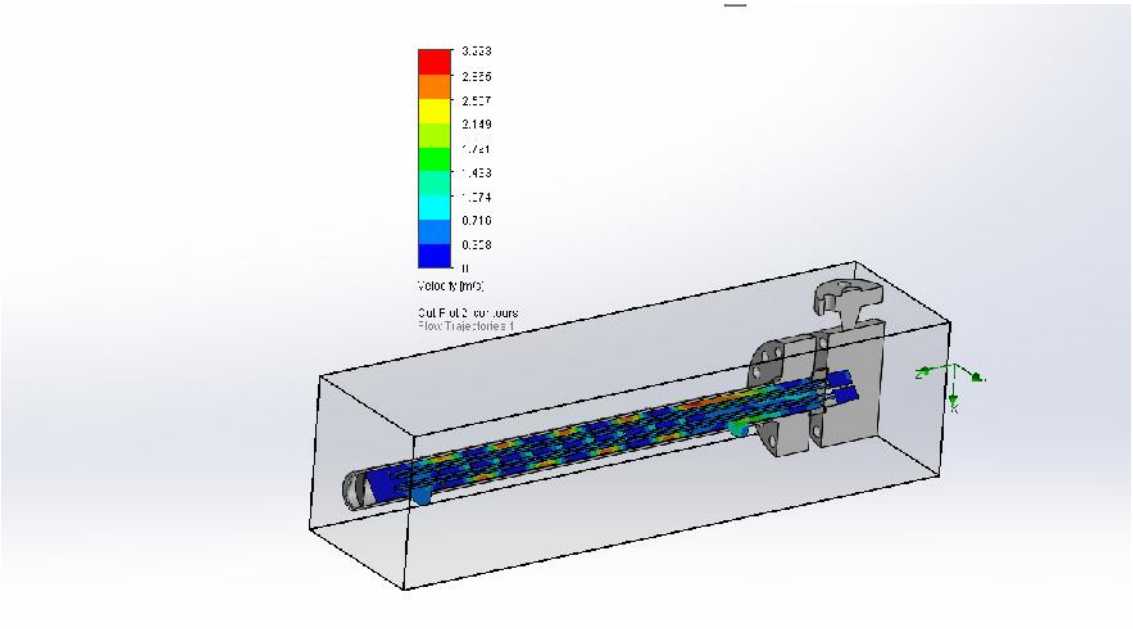


Figura 115: Simulación de velocidad con función (CUT PLOT)

10.9 OBJETIVOS

El programa también te permite marcar unos objetivos para la comprobación posterior de los límites permitidos, en el caso tratado se hizo una comprobación de las máximas temperaturas como las medias que se pueden dar, tanto en el fluido como las piezas:

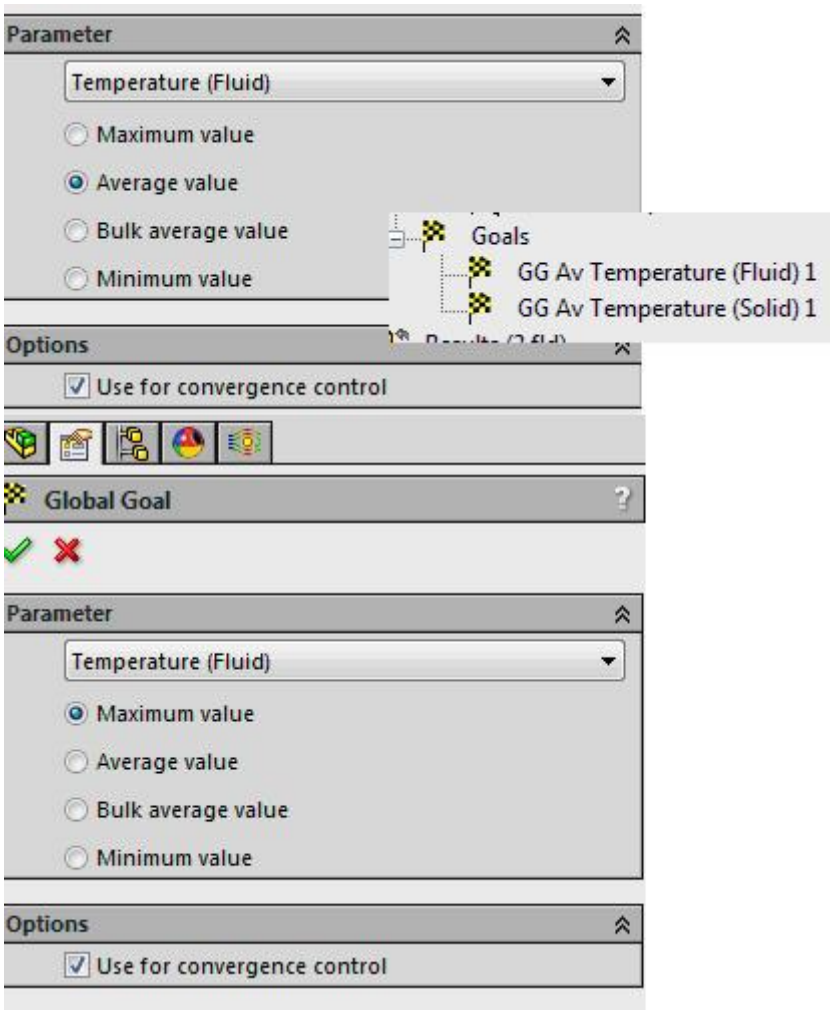


Figura 116: Solidwork - pantalla objetivos

A la vista de los resultados nos damos cuenta de que nuestro intercambiador diseñado funciona correctamente puesto que no se produce ninguna caída de presión importante, ningún pico de temperatura a tener en cuenta y el fluido fluye por los lugares que debe hacerlo consiguiendo un funcionamiento óptimo a la hora de utilización de este.

Por tanto estos estudios los tomamos como válidos para la posterior realización de los planos de fabricación

11 - PLANO FINAL DE FABRICACIÓN (PURGE COOLER)

Una vez realizado todas la piezas necesarias para la realización del intercambiador (purge cooler) con sus posterior ensamblaje y sus pertinentes estudios con el programa SOLIDWORKS Y FLOW-SIMULATION, se procedió a la creación del plano de fabricación para finalizar nuestro objetivo, este plano de fabricación tiene marcas, notas y una tabla referida a todos los aspectos tenidos en cuenta anteriormente, quedando de la siguiente manera.

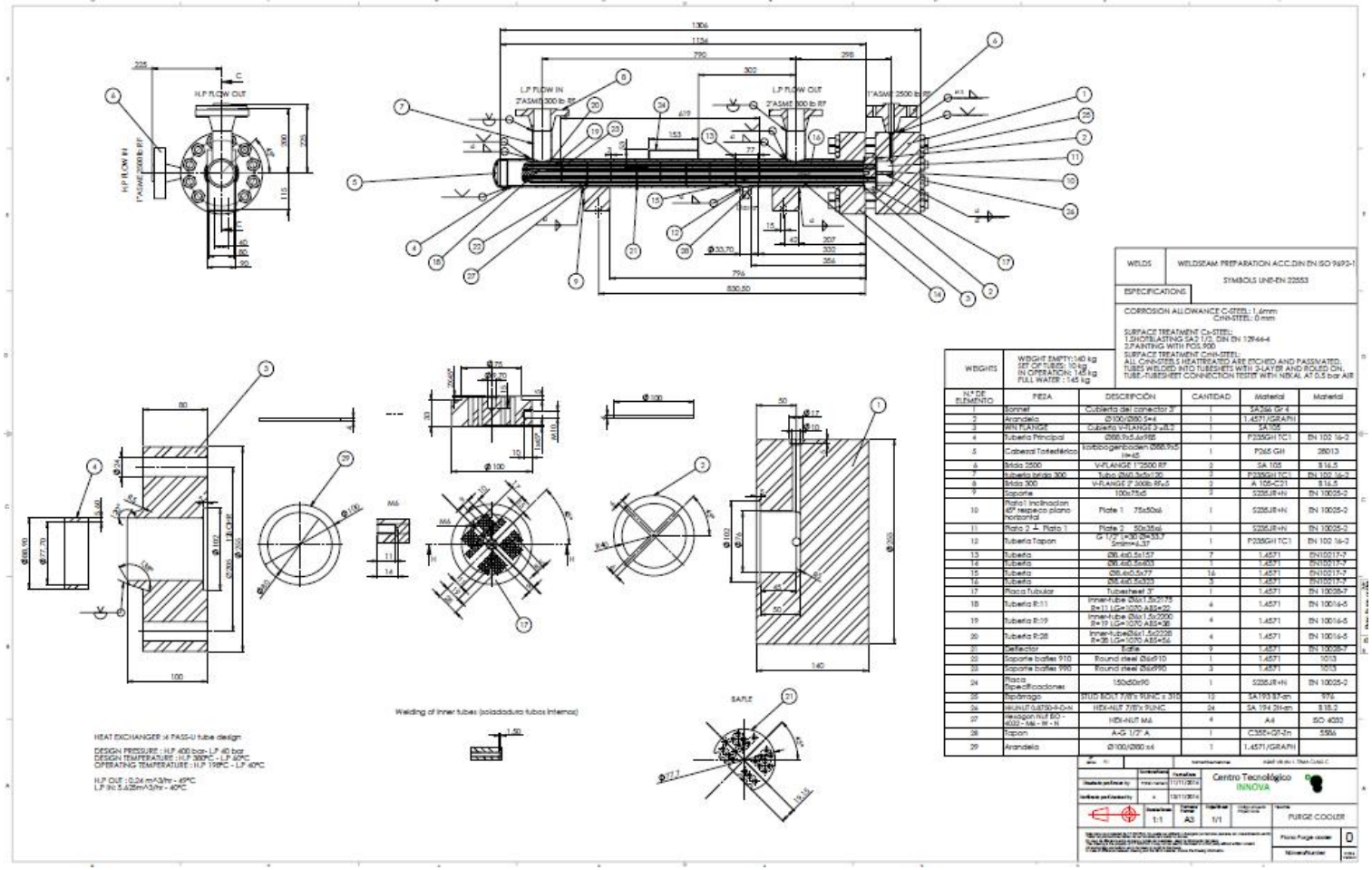


Figura 117: Plano final de fabricación (purge cooler)

12 – CONCLUSIONES

La eficiencia óptima de un intercambiador de calor requiere, de un buen diseño y una apropiada selección de los materiales para su posterior fabricación.

El alcance de este proyecto ha sido, de naturaleza fundamentalmente teórica, aunque algunas de las piezas diseñadas se han fabricado para la prueba de un primer prototipo. La finalidad última es la construcción completa del intercambiador y hacer un estudio de viabilidad para su fabricación, tarea que sigo realizando y que se sale del alcance de este proyecto.

Como conclusiones al proyecto decir que todos los problemas que se habían planteado han sido resueltos satisfactoriamente pero no siempre como se habían planteado inicialmente.

A nivel personal, he encontrado gratificante desarrollar este trabajo por cuatro razones:

La posibilidad de poner en práctica muchos de los conocimientos aprendidos a lo largo de la carrera a la hora de desarrollar el trabajo. Estos conocimientos son aquellos que en el trabajo a veces aplicamos de manera inconsciente, pero que después de haberlos estudiado, comprendemos la verdadera dimensión y complejidad de todo lo que envuelve a un proyecto.

La posibilidad de conocer a fondo la actividad de una empresa real y ayudar de manera directa a sus investigaciones y procesos de innovación.

La posibilidad de estudiar un campo en continúo desarrollo en la industria actual y con diversos tipos de aplicaciones destinadas a industrias muy diversas.

Aprender el manejo del programa SOLIDWORKS el cual en un futuro me será de gran utilidad.

13 - MEJORAS PROPUESTAS

Una vez finalizado el proyecto se propone un reestudio, proponiendo unas mejoras que podrían llegar mejorar la eficiencia del producto resaltando otro aspecto muy importante a la hora de la fabricación de este y es la de reducir costes.
Las mejoras propuestas son las siguientes:

13.1 ACORTAR LA DISTANCIA INDICADA:

Se trata de un intercambiador de calor: intercambia el poder calorífico entre dos fluidos. La parte señalada con la flecha no influye en el intercambio de calor (donde actúan los dos fluidos) puesto que el calor se transfiere entre los puntos de entrada y salida de la carcasa.

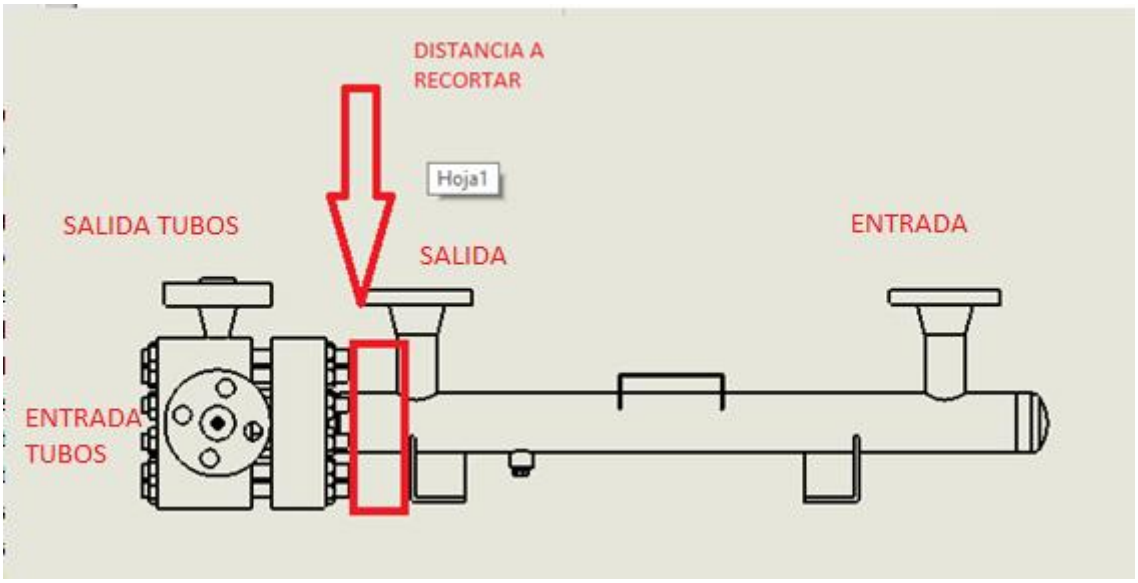


Figura 118: Propuesta de mejora, Corte del intercambiador

13.3 CAMBIO DE 4 PASOS POR 2 PASOS

Sabiendo que el fluido utilizado en este purge cooler es agua (fluido sencillo), al tratarse de un intercambiador de 4 pasos se propone intentar hacer un cambio a 2 pasos (misma eficiencia), haciendo los pertinentes test y estudios necesarios para verificar que funciona de la misma manera y no se crea ningún nuevo problema.

4 PASOS

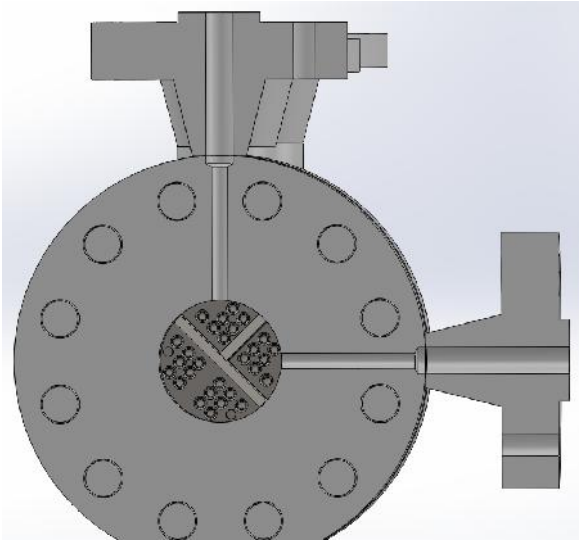


Figura 119: Intercambiador de 4 pasos por tubo

2 PASOS

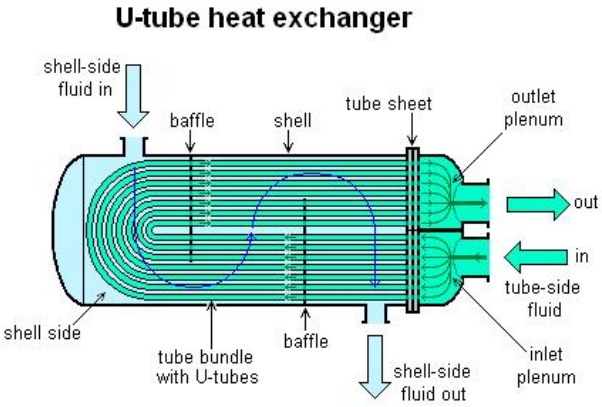


Figura 120: Intercambiador de 2 pasos por tubo

13.4 BAFLES O DEFLECTORES:

Como ya hemos mencionado antes al tratarse de agua, Se propone la supresión de alguno de ellos (espaciando los utilizados) llegando a funcionar con el mismo rendimiento, para ello también habría que realizar los pertinentes test y estudios.

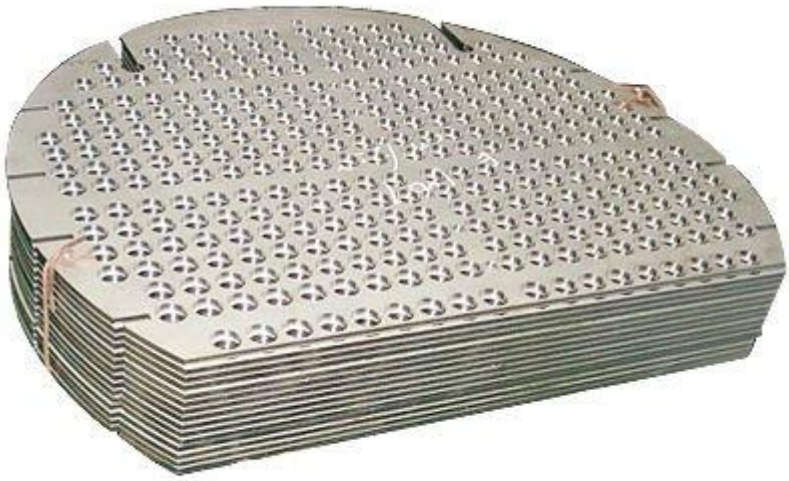


Figura 121: Deflectores

13.5 SUSTITUCIÓN DE ALGUNO DE LOS MATERIALES EXISTENTES POR OTROS, CON LA FINALIDAD DE REDUCIR EL COSTE, MATENIENDO LAS PROPIEDADES MECÁNICAS Y TÉRMICAS.

La gran mayoría de las piezas importantes (tuberías) están mecanizadas en base al material 1.4571 designación ASTM 316ti. Material ya de por si con buenas propiedades mecánicas y térmicas pero de un coste elevado, por lo que se propone una sustitución de este material en algunas de las partes del intercambiador por otros que favorezcan la relación calidad-precio.

14 - BIBLIOGRAFÍA

- Saunders, e. A. D., 1988, *heat exchangers selection*, design y construction, new york, john wiley & sons, inc., pp. 3-83, 475-524.

- Esplugas, s. & Chamarro, m. (2005). Fundamentos de transmisión de calor. España: publicaciones y ediciones de la universidad de barcelona.

- Levenspiel, o. (1996). Flujo de fluidos: intercambio de calor. España: editorial reverté s.a.

- Sadikkakac-heat exchangers- selection rating and thermal desgin

- Mechanical-engineers-data-handbook

- Termodinámica aplicada, editorial mcgraw - hill,

- Transferencia de calor- yunus a. Cengel

- Gupta, j. P., 1986, fundamentals of heat exchanger and pressure vessel technology, 1ra. Ed., u.s.a, hemisphere publishing corporation, p. 1-54, 361-365, 375-377.

- Spencer, t. C., 1986, *mechanical design and fabrication of shell and tube heat exchanger*, asme pressure vessels and piping division, houston, texas, p. 131-134.

- F.Jarabo et al., Energías Renovables, 2ª Edición, S. A. de Publicaciones Técnicas, Madrid, 2000.

- D. A. Spera, Wind Turbine Technology, ASME Press, New York, 1994

ARTÍCULOS

- Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, un método corto Roberto Carrizales Martínez nº5 marzo 2011

- Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. Daniel a.Donohue. The lummus company, new york 11, n.y.

ENLACES A PÁGINAS WEB UTILIZADOS

Intercambiador de carcasa y tubos.

http://es.wikipedia.org/wiki/Intercambiador_de_calor_de_carcasa_y_tubos

Flujos cruzados

http://www.edibon.com/products/catalogues/es/units/thermodynamicsthermotechnics/heattransfergeneral/TIFCB.pdf

Espiral

http://www.tranter.com/Pages/es-mx/productos/espirales/descripcion-y-beneficios.aspx?langcode=es-es

compacidad

http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/teresaleo/cambiadores-de-calor/CCCALOR-Pagina-Web-1.pdf

Fotos intercambiadores:

file:///C:/Users/pablo/Downloads/r58326.pdf

Intercambiadores pasos:

https://www.google.es/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&cad=rja&uact=8&ved=0CDUQFjAF&url=https%3A%2F%2Fheattransfer-infood.wikispaces.com%2Ffile%2Fview%2FTipos%2Bde%2Bintercambiadores%2Bde%2Bcalor%2Bseg%25C3%25BAn%2Bsu%2Boperaci%25C3%25B3n.doc&ei=LfysVMeOFsztUsTZgwg&usg=AFQjCNEIjywh59iMAarzI_2dh5-22vzu1A&bvm=bv.83134100,d.d24

Comisión Nacional de Energía, Indicadores Energéticos

http://www.cne.es.

Tipos de intercambiadores hornos

http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ee/docs/eficiencia_para_hornos.pdf

Colector solar

http://suriaenergiasolar.es/funcionamientoinstalacion/5-termica/2-funcionamiento-termica.html

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

http://operacionesunitarias1.files.wordpress.com/2011/07/guia-intercamb-carcasa-y-tubo-mahuli-gonzalez-0.pdf

Productividad

http://todoproductividad.blogspot.com.es/2014/04/herramienta-para-el-calculo-de.html

Catálogo:

http://www.pumpi.com.mk/downloads/PetrolCentrofugalPumpsCatalogue.pdf

Información general:

http://www.shopyourway.com/questions/1001934

Pdf sobre intercambiadores

http://es.scribd.com/doc/17091619/diseno-y-calculo-de-intercambiadores-de-calor

Empresas que se dedican a fabricar intercambiadores:

http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/intercambiador-calor-65130-_8.html

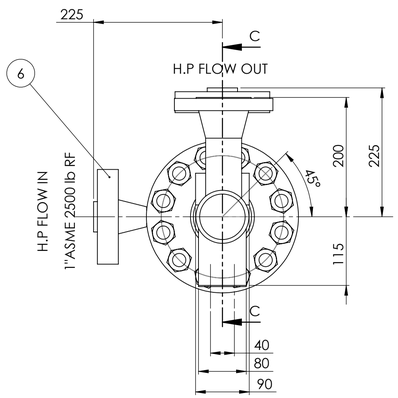
Proveedores de intercambiadores de calor:

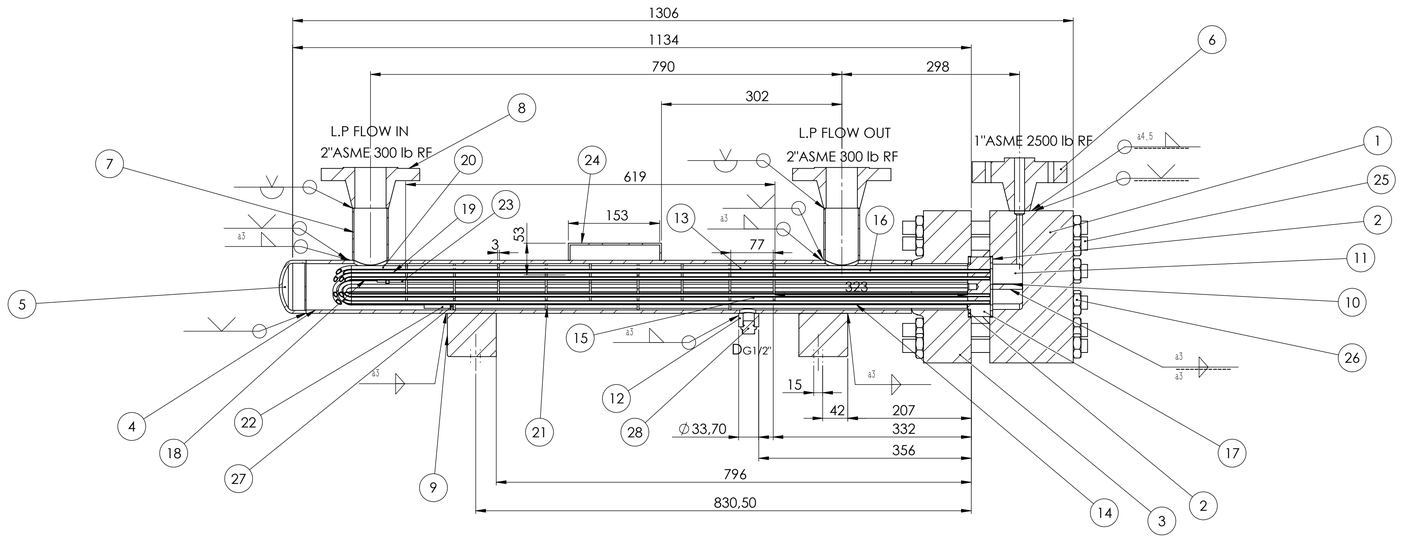
http://www.quiminet.com/productos/intercambiadores-de-calor-333324015/proveedores.htm

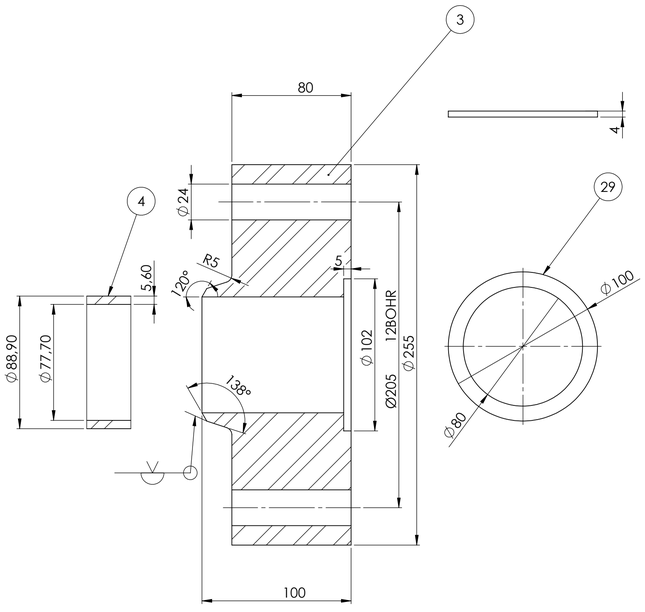
http://www.exportpages.es/fabricantes/intercambiadores-de-calor-1012124253-2.htm

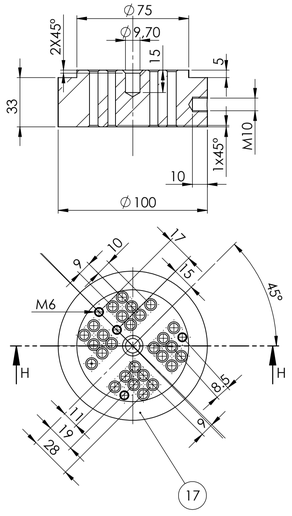
Productividad:

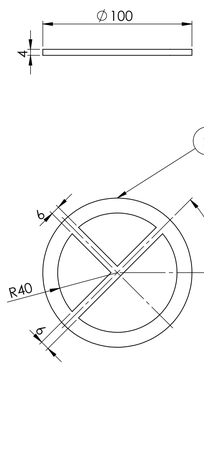
http://todoproductividad.blogspot.com.es/2014/04/herramienta-para-el-calculo-de.html

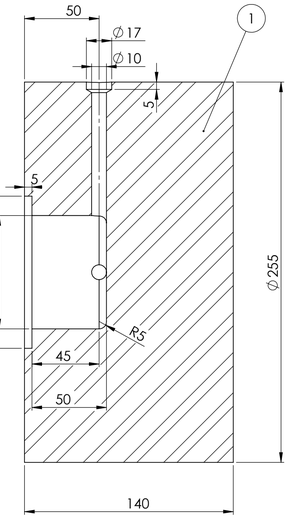


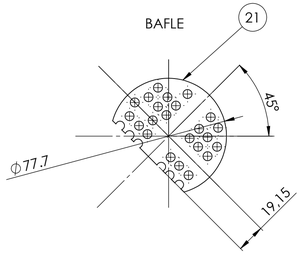










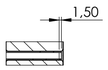


HEAT EXCHANGER :4 PASS-U tube design

DESIGN PRESSURE : H.P 400 bar- L.P 40 bar
DESIGN TEMPERATURE : H.P 380°C - L.P 60°C
OPERATING TEMPERATURE : H.P 198°C - L.P 40°C

H.P OUT : 0.24 m^3/hr - 49°C
L.P IN: 5.625m^3/hr - 40°C

Welding of inner tubes (soladadura tubos internos)



WELDS	WELDSEAM PREPARATION ACC.DIN EN ISO 9692-1 SYMBOLS UNE-EN 22553

ESPECIFICATIONS

CORROSION ALLOWANCE C-STEEL: 1,6mm
CrNt-STEEL: 0 mm

SURFACE TREATMENT Cs-STEEL:
1.SHOTBLASTING SA2 1/2, DIN EN 12944-4
2.PAINTING WITH POS.900
SURFACE TREATMENT CrNt-STEEL:
ALL CrNt-STEELS HEATTREATED ARE ETCHED AND PASSIVATED.
TUBES WELDED INTO TUBESHETS WITH 2-LAYER AND ROLED ON.
TUBE.-TUBESHEET CONNECTION TESTET WITH NEKAL AT 0.5 bar AIR

WEIGHTS	WEIGHT EMPTY:140 kg SET OF TUBES: 10 kg IN OPERATION: 145 kg FULL WATER : 145 kg

N.º DE ELEMENTO	PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Material	Material
1	Bonnet	Cubierta del conector 3"	1	SA266 Gr 4	
2	Arandela	Ø100/Ø80 S=4	1	1.4571/GRAPH	
3	WN FLANGE	Cubierta V-FLANGE 3"e:8.2	1	SA105	
4	Tuberia Principal	Ø88.9x5.6x985	1	P235GH TC1	EN 102 16-2
5	Cabezal Toriesférico	korbbogenboden Ø88.9x5 H=45	1	P265 GH	28013
6	Brida 2500	V-FLANGE 1"2500 RF	2	SA 105	B16.5
7	tuberia brida 300	Tubo Ø60.3x5x120	2	P235GH TC1	EN 102 16-2
8	Brida 300	V-FLANGE 2" 300lb RFe:5	2	A 105-C21	B16.5
9	Soporte	100x75x5	2	S235JR+N	EN 10025-2
10	Plato1 inclinacion 45º respeco plano horizontal	Plate 1 75x50x6	1	S235JR+N	EN 10025-2
11	Plato 2 ⊥ Plato 1	Plate 2 50x35x6	1	S235JR+N	EN 10025-2
12	Tuberia Tapon	G 1/2" L=30 Ø=33.7 Smim=6.37	1	P235GH TC1	EN 102 16-2
13	Tuberia	Ø8.4x0.5x157	7	1.4571	EN10217-7
14	Tuberia	Ø8.4x0.5x403	1	1.4571	EN10217-7
15	Tuberia	Ø8.4x0.5x77	16	1.4571	EN10217-7
16	Tuberia	Ø8.4x0.5x323	3	1.4571	EN10217-7
17	Placa Tubular	Tubesheet 3"	1	1.4571	EN 10028-7
18	Tuberia R:11	Inner-tube Ø6x1.5x2175 R=11 LG=1070 ABS=22	6	1.4571	EN 10016-5
19	Tuberia R:19	Inner-tube Ø6x1.5x2200 R=19 LG=1070 ABS=38	4	1.4571	EN 10016-5
20	Tuberia R:28	Inner-tubeØ6x1.5x2228 R=28 LG=1070 ABS=56	4	1.4571	EN 10016-5
21	Deflector	Bafle	9	1.4571	EN 10028-7
22	Soporte bafles 910	Round steel Ø6x910	1	1.4571	1013
23	Soporte bafles 990	Round steel Ø6x990	3	1.4571	1013
24	Placa Especificaciones	150x50x90	1	S235JR+N	EN 10025-2
25	Espárrago	STUD BOLT 7/8"x 9UNC x 310	12	SA193 B7-zn	976
26	HHJNUT 0.8750-9-D-N	HEX-NUT 7/8"x 9UNC	24	SA 194 2H-zn	B18.2
27	Hexagon Nut ISO - 4032 - M6 - W - N	HEX-NUT M6	4	A4	ISO 4032
28	Tapon	A-G 1/2" A	1	C35E+QT-Zn	5586
29	Arandela	Ø100/Ø80 x4	1	1.4571/GRAPH	

Nº piezas 91		Norma/Observaciones	ASME VIII div 1, TEMA CLASS C

	Nombre/Name	Fecha/Date	Centro Tecnológico INNOVA
Diseñado por/Drawn by	Pablo Herrero	11/11/2014	
Verificado por/Checked by	X	13/11/2014	

Escala/Scale	Formato/Format	Hoja/Sheet	Código proyecto/Project code	Título/Title
1:1	A3	1/1		PURGE COOLER

Este plano es propiedad de CT INNOVA. No puede ser utilizado o divulgado por terceras personas sin consentimiento escrito.
Todas las precauciones deben de ser tomadas para evitar su acceso.
En caso de diferencia entre el plano y la lista de materiales, seguir la información del plano.
This drawing is the property of CT INNOVA. It may not be used or disclosed to a third party without written consent.
All appropriate precautions are to be taken to avoid its disclosure.
In case of difference between drawing and the bill of material, choose the drawing information.

Plano Purge cooler 0

Número/Number | Indice Version

D Plano Purge cooler