

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INGENIERÍA QUÍMICA

**INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA
PROFESIONAL**

TEMA:

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y
CORAZA PARA UN SISTEMA CORROSIVO.

LUGAR DE REALIZACIÓN:

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

ASESOR:

M.B. ROBERTO DAVID VÁZQUEZ SÓLIS

PRESENTA:

CESAR ULISES GOMEZ CRUZ

No DE CONTROL:

17270599

AGRADECIMIENTOS

En primera instancia, le agradezco a Dios por estar haber estado siempre conmigo en los buenos y malos momentos de mi vida, sobre todo cuando más lo necesitaba, gracias por brindarme la fortaleza y salud para seguir adelante con todo lo que me he propuesto, gracias por ser el motor de mi vida que nunca se apagara y sobre todo gracias por dejarme culminar a una experiencia maravillosa llamada universidad.

De todo corazón, le agradezco a mi padre Antonio Concepción Gomez Nafate y a mi madre Asunción Cruz Hernández, por creer en mí desde el primer momento y por estar a mi lado apoyándome en los momentos difíciles de la carrera y de mi vida porque sin su ayuda no hubiese sido posible finalizar de este proyecto, por haberme enseñado e inculcado valores que hoy en día lo siguió demostrando y que me han hecho el profesional que soy ahora. Mil gracias por todo lo que han hecho por mí y, sobre todo, por ser unos grandes ejemplos a seguir.

Agradezco a mi hermano Iván Eduardo Gomez Cruz, a mis primos y tíos, por creer en mí y el apoyo que me han brindado desde siempre, por haberme llenado de buenos consejos que me han servido para mi desarrollo profesional y personal, y además por dejarme seguir sus ejemplos, para poder ser buenos profesionales como ellos.

Quiero agradecer a la universidad, Tecnológico nacional de México campus Tuxtla Gutiérrez, por abrirme sus puertas y por haberme permitido formarme en ella y por darme la confianza de demostrar de lo que estoy hecho.

Quiero expresar mi gratitud a mis catedráticos de la universidad por sus dedicaciones y enseñanzas, que compartieron conmigo y mis compañeros. Y en especialmente quiero agradecer de manera muy especial a mi asesor y catedrático al Ing. Roberto David Vázquez Solís, por ser un ejemplo a seguir durante toda la carrera, por haberme guiado con paciencia y

rectitud como docente y sobre todo por confiar en mí y por su ayuda durante el desarrollo de este proyecto.

Y finalmente agradezco enormemente a mis amigos y compañeros por ser parte de mi vida y darme fuerzas para seguir adelante, por haber hecho que mi etapa en la universidad fuera una experiencia inolvidable, gracias por todo su apoyo y sobre todo su por su amistad.

RESUMEN

Los intercambiadores de calor son equipos ideados que permiten la circulación interna de fluidos con la finalidad de transferir energía calorífica de un medio a otro. Estos equipos son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes, en donde estos equipos generan en las plantas ciertas ventajas debido al ahorro y uso eficiente de la energía que proporcionan, así como también a la disminución del consumo de agua en sus procesos de producción, algunos ejemplos de intercambiadores de calor más usados en las plantas químicas para procesos de algún producto específico son los intercambiadores de tubos y coraza o carcasa, los intercambiadores de doble tubo y los intercambiadores de placas.

Durante los procesos químicos y en especial los intercambiadores de calor, se puede presentar un tipo de corrosión, la cual es la destrucción o deterioro de un material debido a la reacción con el medio que lo rodea. En la actualidad muchos diseñadores o ingenieros de proyectos han desarrollado componentes o procesos con un rendimiento sobresaliente solo para que falle prematuramente debido a la corrosión.

Por esta razón, el presente proyecto tiene como objetivo el diseño termodinámico y mecánico de un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, con el fin que se pueda construir y operar en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. Cuya realización se hizo bajo los criterios de diseño impuestos por la metodología de Kern, el código ASME y la norma TEMA, donde los fluidos empleados fueron el ácido sulfúrico al 98% y el ácido nítrico al 60%, como los medios más corrosivos.

Palabras claves: Caída de presión, Corrosión, Efectividad, Intercambiador de calor, pH, Sustancia corrosiva, Temperatura.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	3
PROBLEMAS A RESOLVER	5
OBJETIVOS	5
JUSTIFICACIÓN	6
1. MARCO TEÓRICO.....	7
1.1. CONCEPTOS GENERALES.....	7
1.1.1 TERMODINÁMICA.....	7
1.1.2. TRANSFERENCIA DE CALOR	7
1.1.3. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	8
1.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	10
1.2.1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	10
1.3.1. TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	14
1.3.2. LONGITUD DE TUBOS.....	14
1.3.3. ESPACIADO DE LOS TUBOS	15
1.3.4. CORAZAS.....	16
1.3.4. DEFLECTORES.....	16
1.3.5. CABEZALES	18
1.3.6. CABEZALES ESTACIONARIOS O FIJOS.....	18
1.3.7. CABEZALES POSTERIORES.....	19
1.3.8. ESPEJO O PLACA PARA TUBOS	20
1.3.9. BRIDAS.....	20
1.3.10. BOQUILLAS	23
1.4. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA	24
1.4.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO EN U	24
1.4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LÁMINA TUBULAR FIJA	25

1.4.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CABEZAL FLOTANTE	26
1. 5. CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	28
1.5.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERANCIA DE CALOR.....	29
1. 5. 2. DIFERENCIA DE TEMPERARTURA MEDIA LOGARITMICA	29
1.5.3. MÉTODO EFECTIVIDAD	31
1.6. NORMATIVA DE DISEÑO	35
1.6.1 CÓDIGO ASME.....	35
1.6.2. NORMATIVA TEMA	37
1.7. MÉTODOS DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA	42
1.7.1. MÉTODO KERN.....	42
1.7.2. MÉTODO BELL-DELAWARE	44
1.7.3. MÉTODO POR SIMULACIÓN	46
1.8. CORROSIÓN.....	46
1.8.1. TIPOS DE CORROSIÓN	47
1.8.2. FACTORES QUE INFLUYEN EN LA CORROSIÓN.....	51
1.8.3. SISTEMA CORROSIVO	54
1.8.4. MATERIALES DE DISEÑO PARA FLUIDOS CORROSIVOS.....	56
2. DESARROLLO DEL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.....	68
2.1. SELECCIÓN DE LOS FLUIDOS	68
2.1.1. DESCRIPCIÓN DE LOS FLUIDOS SELECCIONADOS	69
2.2. SELECCIÓN DE RUTA DE FLUJO.....	72
2.3. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.....	73
2.3.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA TUBERÍA.	74

2.3.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA CORAZA.....	74
2.4. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	76
2.4.1. FLUJO DE MASICO	76
2.4.2. ESTIMACION DE LAS TEMPERATURAS DE LOS FLUIDOS	77
2.5. DISEÑO TERMODINAMICO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA	78
2.5.1. BALANCE DE CALOR PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	78
2.5.2. EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR POR EL MÉTODO NTU	80
2.5.3. TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (MLDT)	81
2.6. DIMENCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	86
2.6.1. AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	86
2.6.2. DISEÑO EN EL LADO DE LOS TUBOS.....	87
2.6.3. DISEÑO DEL LADO DE LA CORAZA	92
2.6.4. TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO	98
2.6.5. RAZÓN DE VISCOSIDAD	99
2.6.6. COEFICIENTE DE PELICULA CORREGIDO PARA LOS TUBOS Y LA CORAZA	101
2.6.7. COEFICIENTE TOTAL UC	101
2.6.8. COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO UD	102
2.6.9. FACTOR DE OBSTRUCCIÓN.....	102
2.7. CAIDA DE PRESION	103
2.7.1. CAIDA DE PRESION EN EL LADO DE LOS TUBOS.....	103
2.7.2. CAIDA DE PRESION EN EL LADO DE LA CORAZA.....	107
2.8. CALCULOS POR SIMULACION EN EXCEL.....	110
2.9. DISEÑO MECANICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	115
2.9.1. TEMPERATURA DE DISEÑO	115

2.9.2. PRESION DE DISEÑO.....	117
2.10. DISEÑO MECANICO DE LAS PARTES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	118
2.10.1. TUBOS.....	118
2.10.2. CORAZA	119
2.10.3. ESPEJOS DE TUBOS.....	121
2.10.4. DEFLECTORES.....	124
2.10.5. CABEZAL.....	125
2.10.6. BRIDAS.....	129
2.10.7. BOQUILLAS	131
3. RESULTADOS.....	144
3.1. RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO	144
3.2. RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO	145
3.3. RESULTADOS POR METODO DE SIMULACION EN ASPEN EDR	147
3.3.1. PLANOS OBTENIDOS POR LA SIMACION EN ASPEN EDR	152
3.4. COMPARACION DE RESULTADOS	154
3.5. DISEÑO FINAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOZ Y CORAZA	156
3.6. DETERMANCION DE COSTOS	159
CONCLUSIÓN	170
COMPETENCIAS DESARROLLADAS Y/O APLICADAS	172
BIBLIOGRAFÍA	173
ANEXOS	178
ANEXO 1. VISCOSIDADES DE LIQUIDOS.....	179
ANEXO 2. GRAFICA PARA LA OBTENCION DE LAS VICOSIDADES	180
ANEXO 3. FACTORES DE OBSTRUCCION DE DISTINTOS FLUIDOS	181
ANEXO 4. DIMENDSIONES DE TUBERIAS DE TITANIO.....	182
ANEXO 5. DATOS DE TUBOS	183
ANEXO 6. CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL ACIDO NITRICO PURO	184

ANEXO 7. PLANOS.....	185
----------------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Flujo de calor a través de una pared.....	8
Figura 2. Intercambiador de calor de doble tubo.....	11
Figura 3. Intercambiador de calor de placa.....	12
Figura 4. Intercambiador de calor compacto.....	12
Figura 5. Intercambiador de calor de tubos y coraza	13
Figura 6. Costo de la superficie tubular vs longitud de tubo.....	14
Figura 7. Arreglo de tubos en los intercambiadores de calor	15
Figura 8. Diferentes tipos de corazas establecidos en la norma TEMA	16
Figura 9. Deflectores segmentados	17
Figura 10. Deflectores de disco y corma.....	17
Figura 11. Deflector de orificio	17
Figura 12. Cabezales tipo canal y Bonnete	18
Figura 13. Espejo o palca para haz de tubos.....	20
Figura 14. Brida de cuello soldable para intercambiadores de calor	22
Figura 15. Brida deslizable (slip-on) para intercambiadores de calor.....	22
Figura 16. Brida tipo lap-joint para intercambiadores de calor	23
Figura 17. Tipos de unión de las boquillas.....	23
Figura 18. Intercambiador de calor de tubos en U	25
Figura 19. Intercambiador de calor de lámina tubular de tubos fijos	26
Figura 20. Intercambiador de calor de lámina tubular flotante	27
Figura 21. Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor	31
Figura 22. Relaciones para un gran número de intercambiadores con respecto a su efectividad (a) o de su NTU (b)	33
Figura 23. Efectividad para los intercambiadores de calor.....	35
Figura 24. Características de los intercambiadores de tubo y carcasa de la norma TEMA ...	39

Figura 25. Designaciones de tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubos	40
Figura 26. Software Aspen Tech, que incluye el programa de Aspen Hysys y el Aspen EDR	46
Figura 27. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 1	51
Figura 28. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 2	52
Figura 29. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 1	52
Figura 30. Tuberías de acero inoxidable.....	56
Figura 31. Diagrama de fases del sistema hierro- carbono.....	57
Figura 32. Tubos de aluminio	60
Figura 33. Tubos de Titanio.....	61
Figura 34. Tubos de Níquel	63
Figura 35. Propiedades generales de corrosión de algunos metales y aleaciones	75
Figura 36. Dimensionamiento de los tubos del intercambiador de calor	119
Figura 37. Dimensionamiento de la coraza.....	121
Figura 38. Dimensionamiento del espejo del haz de tubos	124
Figura 39. Dimensionamiento de los deflectores para el intercambiador de calor.....	125
Figura 40. Dimensiones principales de cabezas típicas.....	126
Figura 41. Tapa semielíptica o elipsoidal.	127
Figura 42. Dimensionamiento del cabezal.	129
Figura 43. Esquema para el diseño y dimensionamiento de las bridas de cuello soldable..	129
Figura 44. Dimensionamiento de las bridas de cuello soldable para el intercambiador de calor.....	131
Figura 45. Esquema para el dimensionamiento de boquillas de cuello soldable largo	137
Figura 46. Dimensionamiento de la boquilla en el lado de la coraza.....	139
Figura 47. Dimensionamiento de la boquilla en el lado del cabezal.	139
Figura 48. Esquema de la localización de las boquillas	140

Figura 49. Esquema de la localización de las boquillas	141
Figura 50. Datos de proceso para la simulación. Fuente: Aspen EDR.....	147
Figura 51. Determinación de los parámetros llevar a cabo la simulación del intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR.....	148
Figura 52. Resultados del diseño termodinámico del intercambiador de calor	148
Figura 53. Resultado del coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador de calor.....	149
Figura 54. Resultado de las temperaturas para el intercambiador de calor	149
Figura 55. Resultado del flujo de calor del intercambiador de calor	149
Figura 56. Resultado de la caída de presión en el intercambiador de calor	150
Figura 57. Resultado de la geometría para el intercambiador de calor.	150
Figura 58. Resultado del diseño de los tubos para el intercambiador de calor.....	151
Figura 59. Resultado del diseño de los deflectores para el intercambiador de calor.....	151
Figura 60. Resultado del costo estimado del intercambiador de calor	151
Figura 61. Vista detallada de la construcción del Intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo	157
Figura 62. Trayectoria del Ácido nítrico al 60% por los tubos a través del intercambiador de calor.....	157
Figura 63. Vista detallada de la trayectoria del Ácido nítrico en el intercambiador de calor	158
Figura 64. Trayectoria en el lado de entrada del Ácido sulfúrico al 98% por la coraza. Fuente:	158
Figura 65. Trayectoria en el lado de salida del Ácido sulfúrico al 98% por la coraza. Fuente:	159
Figura 66. Vista detallada de la trayectoria del Ácido sulfúrico a lo largo del intercambiador de calor.....	159

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. pH de las sustancias a seleccionar	69
Tabla 2. Propiedades físicas del ácido sulfúrico	70
Tabla 3. Propiedades físicas del ácido nítrico.....	72
Tabla 4. Propiedades de los fluidos seleccionados	72
Tabla 5. Propiedades de los fluidos a la temperatura promedio	86
Tabla 6. Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño	87
Tabla 7. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos.....	104
Tabla 8. Resumen del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza obtenidos de la iteración de la primera serie de cálculos	111
Tabla 9. Resultados obtenidos de la iteración de la primera serie de cálculos por medio de Excel. Fuente: elaboración propia	112
Tabla 10. Resumen del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza con las nuevas especificaciones obtenidos por medio de Excel	113
Tabla 11. Resultados obtenidos de la iteración de los datos correspondiente a la tabla 8 por medio de Excel	114
Tabla 12. Espesores de los deflectores a diferentes diámetros de la coraza.....	124
Tabla 13. Especificaciones de las dimensiones de las bridas a diferentes diámetros nominales	130
Tabla 14. Resultados de la interpolación de las dimensiones de las bridas para nuestro intercambiador de calor.....	131
Tabla 15. Especificaciones de las dimensiones de boquillas a diferentes diámetros nominales	138
Tabla 16. Resumen del diseño termodinámico obtenido de la primera serie de cálculos..	144
Tabla 17. Resultados obtenidos de la iteración correspondiente a la segunda serie de cálculos por medio de Excel.....	145
Tabla 18. Resumen de los resultados del diseño mecánico.	147
Tabla 19. Comparación de los resultados del diseño termodinámico e hidráulico.	155

Tabla 20. Comparación de los resultados del diseño mecánico. Fuente: elaboración propia.	156
Tabla 21. Multiplicador p de costo para diferente diámetro externo de tubos, pitch y layout	160
Tabla 22. Multiplicador f de costo para diferentes tipos de cabezal anterior según TEMA.	160
Tabla 23. Multiplicador r de costo para diferentes tipos de cabezal posterior según TEMA	161
Tabla 24. Corrección de costo para diferentes tipos coraza según TEMA.	162
Tabla 25. Relaciones de precios, relacionadas con el acero al carbono, de diversos materiales para intercambiadores de calor de carcasa y tubos.	165
Tabla 26. Factores de modulo.	168
Tabla 27. Valores de índice de construcción de plantas Chemical Engineering.....	168
Tabla 28. Comparación de los resultados del diseño mecánico	169

ÍNDICE DE GRAFICAS

Grafica 1. Perfil de temperatura de las corrientes en flujo paralelo	82
Gráfica 2. Perfil de temperatura de las corrientes en flujo a contracorriente. Fuente: Excel.	83
Grafica 3. Factor de corrección de temperatura.....	85
Grafica 4. Factor de transferencia de calor lado de tubos para el lado de los tubos	91
Grafica 5. Factor de transferencia de calor lado de tubos para la coraza	98
Grafica 6. Razón de viscosidad	100
Grafica 7. Factores de fricción, para lado de tubo	104
Grafica 8. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos.....	106
Grafica 9. Factores de fricción, para lado de tubo.	108
Grafica 10. Relación espesor de pared /diámetro para espejos.....	122
Grafica 11. El multiplicador del costo del medidor de tubo depende de la especificación de la tolerancia de pared promedio o mínima	166
Grafica 12. Costo base de intercambiadores de calor par áreas pequeñas	167

INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Usualmente la transferencia de calor, también suele llamarse transferencia de energía ya que la transferencia se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y esa transferencia se detiene cuando ambos alcanzan la misma temperatura. Por lo general los equipos que se utilizan para poder llevar a cabo la transferencia o intercambio, son los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son equipos ideados que permiten la circulación interna de fluidos con la finalidad de transferir energía calorífica de un medio a otro; algunos ejemplos de intercambiadores de calor más usados en las plantas químicas para procesos de algún producto específico son los intercambiadores de tubos y coraza o carcasa, los intercambiadores de doble tubo y los intercambiadores de placas.

Para este proyecto de residencia se optó por un diseño de un el intercambiador de calor de tubos y coraza de hoja de tubos fijos, que se pueda construir y operar en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas. Este tipo de intercambiador es el más común en las aplicaciones industriales debido al manejo a altas temperaturas y presiones, donde usualmente se utilizan para procesos que requieran enfriamiento, calentamiento o cambio de estado entre líquidos y gases, siendo equipos preparados para las más exigentes condiciones de trabajo y operación. El intercambio de calor en estos equipos se realiza entre los tubos internos con el fluido externo cubierto por la carcasa, donde se logra a través de un fluido calentador o un refrigerante.

Este tipo de intercambiador de calor es ampliamente utilizado en todo tipo de industria, especialmente en la química y petroquímica, generando en los procesos ventajas competitivas debido al ahorro y uso eficiente de la energía que proporcionan; por tanto, para los diferentes usos y factores donde se requieren equipos de intercambio de calor es muy importante conocer el funcionamiento de los mismos, para lograr de ellos un óptimo desempeño y sacarles el mayor provecho.

En los intercambiadores de calor, pueden presentarse diversas causas que pueden causar el mal funcionamiento del equipo, uno de ellos, pero el más importante son las causas por corrosión que se pueden generar, por lo general este tipo de causa se origina debido a que el

material se encuentra sometido a un medio ambiente que supera su diseño, o porque se trató de una inapropiada selección de este para las condiciones de diseño y operación, esto ha sumado con el paso del tiempo, puede deteriorar al material del equipo. Dado a ello la finalidad de este proyecto, se enfocará en la utilización de materiales que sean altamente resistentes a la corrosión de los fluidos a utilizar, puesto que para este proyecto se usarán como fluidos el ácido nítrico al 60% y el ácido sulfúrico al 98%, cuyos fluidos se determinaron por medio de su valor de pH ya que este factor es muy importante ya que genera la corrosión en los materiales.

Para llevar a cabo el desarrollo de este proyecto, el proyecto contara cuatro apartados importantes que serán el diseño termodinámico, hidráulico, mecánico y la simulación. En el apartado del diseño termodinámico se basará mediante el método de Kern, en el que se determinaran los apartados tales como: el balance de calor, la eficiencia del intercambiador de calor y la diferencia de temperatura media logarítmica. En el apartado del diseño hidráulico se realizarán los cálculos correspondientes a la caída de presión en el lado de los tubos y en el lado de la coraza, siguiendo el método propuesto por Kern. Para el diseño mecánico del intercambiador de calor se aplicarán los estándares generales de las normas TEMA y ASME, en donde se especificarán el diseño del equipo en base a los materiales seleccionados.

Y al finalmente en el apartado de simulación se usara el software Aspen EDR en donde al final se compararán los resultados obtenidos a partir del diseño termodinámico, hidráulico y mecánico, con los resultados que se obtendrán de la simulación.

DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

Tecnológico Nacional de México campus Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Director: Mtro. José Manuel Rosado Pérez

Subdirector académico: Mtro. José Ángel Zepeda Hernández

Jefe del departamento de Ingeniería Química y Bioquímica: Mtro. Amín Rodríguez Meneses

Coordinador de Ingeniería Química: Geovanny de Jesús Robles Escobar

Presidente de la academia de Ingeniería Química: Mtro. René Cuesta Díaz

Asesor interno y externo del proyecto de residencia profesional: Mtro. Roberto David Vázquez Solís

Dirección: Carretera Panamericana km 1080, Col Terán. C.P. 29050, Apartado postal: 599, Tels. (961)61 504 61, (961)61 501 38, (961)61 548 08

Misión: formar de manera integral profesionistas de excelencia en el campo de la ciencia y la tecnología con actitud emprendedora, respeto al medio ambiente y apego a los valores éticos.

Visión: ser una institución de Excelencia en la Educación Superior Tecnológica del Sureste, comprometida con el desarrollo socioeconómico sustentable de la región.

Valores: El ser humano, El espíritu de servicio, El liderazgo, El trabajo en equipo, La calidad, El alto desempeño, Respeto al medio ambiente.

Oferta educativa:

- **Licenciaturas:** Ingeniería mecánica, Ingeniería en sistemas computacionales, Ingeniería industrial, Ingeniería electrónica, Ingeniería eléctrica, Ingeniería bioquímica, Ingeniería química, Ingeniería en logística, Ingeniería en gestión empresarial.
- **Maestrías:** Maestría en ciencias en ingeniería bioquímica, Maestría en ciencias en ingeniería mecatrónica.

- **Doctorados:** Doctorado en ciencias de los alimentos y biotecnología, Doctorado en ciencias de la ingeniería.
- **Educación a distancia:** Ingeniería industrial, Ingeniería en sistemas computacionales.

Este proyecto de residencia profesional titulado “*Diseño de un intercambiador de tubos y coraza para un sistema corrosivo*” será realizado en las instalaciones del laboratorio de Ingeniería Química en el Tecnológico Nacional de México Campus Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

Dicho instituto se encuentra ubicado en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas cuenta con una matrícula de más de 4,000 estudiantes, impartiendo actualmente 9 licenciaturas, 2 maestrías y 2 doctorados. Actualmente es la universidad líder en el ramo de las ingenierías en el estado de Chiapas colocándose también como uno de los mejores Institutos Tecnológicos del sureste mexicano según información de la Asociación Nacional de Escuelas y Facultades de Ingeniería.

Dentro de la oferta educativa que ofrece este instituto se encuentra ingeniería química, carrera que exige como requisito primordial la acreditación de la residencia profesional en el último semestre del curso. Sin embargo, la escuela cuenta con ciertos convenios con algunas empresas del sector privado en las cuales los alumnos pueden desarrollar sus habilidades o incluso dentro de la misma universidad, ya que esta cuenta con laboratorios y un polo-tecnológico preparados para desarrollar cualquier proyecto de investigación que se encuentre a su alcance.

El proyecto de residencia antes mencionado que se pretende desarrollar en esta institución se realizará en las instalaciones del laboratorio de Ingeniería química pesada, este laboratorio cuenta con equipos que sirven para llevar a cabo experimentos y procesos que sirven para otros laboratorios e incluso cuenta con equipos diseñados por los propios maestros y alumnos que ejercen en ese lugar.

PROBLEMAS A RESOLVER

Durante el desarrollo de este proyecto de residencia se espera resolver el diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, es decir, que su diseño termodinámico debe establecer las bases concretas para que el funcionamiento sea preciso con los datos de temperaturas, presiones, etc. Por el contrario, en el diseño mecánico se deberá establecer el tipo de material adecuado para la construcción de los tubos y la coraza respectivamente, y finalmente al llevar a cabo la simulación del equipo debe de funcionar correctamente con los datos ya calculados y determinados mediante las normas y códigos establecidos.

OBJETIVOS

General:

- ✚ Elaborar el diseño termodinámico y mecánico de un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, que se pueda construir y operar en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

Específicos:

- ✚ Diseñar bajo los criterios termodinámicos el intercambiador de tubos y coraza para un sistema corrosivo.
- ✚ Simular el funcionamiento del intercambiador de tubos y coraza para un sistema corrosivo.
- ✚ Optimizar el diseño termodinámico en función del costo total del equipo.
- ✚ Integrar el expediente técnico para la posible construcción y puesta en operación del intercambiador de calor.

JUSTIFICACIÓN

Hoy en día, los efectos de la corrosión a equipos utilizados en la industria química han provocado la deterioración de muchos equipos indispensables de proceso industrial, haciendo que muchas empresas y/o industrias cambien sus equipos en un corto lapso de tiempo y además haciendo que aumente el costo del mantenimiento de estos mismos.

Los intercambiadores de calor no son la excepción, ya que, en el caso de estos, como son equipos de suma importancia en las industrias y en los procesos químicos, estos se ven afectados por daños por erosión y corrosión galvánica debido al contacto entre los diferentes metales o debido a que el material se encuentra sometido a un medio ambiente que supera su diseño. Esto, aunado a muchos más problemas causados por la corrosión en los intercambiadores de calor, hace necesario el diseño y construcción de un equipo de intercambiador de calor que sea resistente a dichos efectos de corrosión.

El propósito de este proyecto es el diseño y construcción de un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, el cual se ideó con el fin de buscar y comparar los materiales de fabricación que sean altamente resistentes a la corrosión de diversas sustancias y que, además, de tener un mejor costo que los intercambiadores de calor de tubos y coraza para un sistema no corrosivo. A su vez de que dicho intercambiador de calor pueda ser construido y operado tanto en la ciudad de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, como en el laboratorio de ingeniería química pesada del Tecnológico Nacional de México campus Tuxtla Gutiérrez.

Para la elaboración del diseño del intercambiador de tubos y coraza se requiere de la utilización de los conocimientos previos de transferencia de calor, que, como futuros ingenieros, son conocimientos que de gran relevancia e importancia que se adquieren durante el transcurso de la formación académica.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. CONCEPTOS GENERALES

1.1.1 TERMODINÁMICA

La termodinámica en pocas palabras se refiere a la transferencia de calor entre dos componentes o a un sistema para llegar a un equilibrio térmico, puesto que La termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso (Cengel, 2007).

No obstante, para entenderle bien a la termodinámica se requiere de ciertos principios que, comúnmente se conocen como la primera y la segunda ley de la termodinámica, (Smith & Ness, 2007). Estas dichas leyes no tienen demostración en sentido matemático; puesto que su validez pone la estructura para la ciencia de la transferencia de calor. En la primera ley se requiere que la razón de la transferencia de energía hacia un sistema sea igual a la razón de incremento de la energía de ese sistema. Por el contrario, en la segunda ley se requiere que el calor se transfiera en la dirección de la temperatura decreciente (Cengel, 2007).

1.1.2. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es el fenómeno que se trata de transmisión de la energía que se genera cuando existe un gradiente de temperatura entre dos regiones o más bien en los cuerpos de materia, actuando como una fuerza impulsora. La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. La transferencia de calor puede verificarse por tres mecanismos de transferencia: conducción, convección y/o radiación (KERN, 1999).

Los equipos de transferencia de calor, como los intercambiadores de calor, las calderas, los condensadores, los radiadores, los calentadores, los hornos, los refrigeradores y los colectores solares, está diseñado tomando en cuenta el análisis de la transferencia de calor. Los problemas de esta ciencia que se encuentran en la práctica se pueden considerar en dos grupos: 1) de capacidad nominal y 2) de dimensionamiento. Los problemas de capacidad nominal tratan de la determinación de la razón de la transferencia de calor para un sistema existente a una diferencia específica de temperatura. Los problemas de dimensionamiento

tratan con la determinación del tamaño de un sistema con el fin de transferir calor a una razón determinada para una diferencia específica de temperatura (Cengel, 2007).

1.1.3. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, estas son, conducción, convección y radiación.

1.1.3.1. CONDUCCIÓN.

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo (figura 1). Si existe un gradiente de temperatura en una sustancia, el calor fluye sin que tenga lugar un movimiento observable de la materia (McCabe & Smith, 2007). Este tipo de transferencia de calor se basa de acuerdo con la ley de Fourier, donde el flujo de calor es proporcional al gradiente de la temperatura y de signo opuesto. Para el flujo de calor en una dimensión, la ley de Fourier es

$$\frac{dq}{dA} = -k \frac{dT}{dx}$$

Donde

q = velocidad del flujo de calor en dirección normal a la superficie

A = área de la superficie

T = temperatura

x = distancia normal a la superficie

k = constante de proporcionalidad o conductividad térmica

1.1.3.2. CONVECCIÓN.

La convección es la transferencia de calor referido al flujo de calor asociado con el movimiento entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla (McCabe & Smith, 2007). El segundo significado es más importante para las operaciones unitarias, de forma que incluye la transferencia de calor a partir de paredes metálicas,

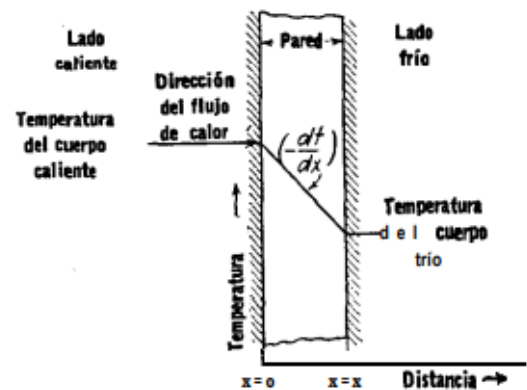


Figura 1. Flujo de calor a través de una pared. (KERN, 1999)

partículas sólidas y superficies líquidas. Por lo general, el flujo convectivo por unidad de aire es proporcional a la diferencia entre la temperatura de la superficie y la temperatura del fluido, como se establece en la ley de Newton de enfriamiento.

$$\frac{q}{A} = h * (T_s - T_f)$$

Donde:

T_s → temperatura de la superficie

T_f → temperatura global del fluido mas alla de la superficie

h → coeficiente de transferencia de calor

1.1.3.3. RADIACIÓN.

La radiación involucra la transferencia de energía radiante desde una fuente a un receptor (KERN, 1999). Cuando la radiación se emite desde una fuente a un receptor, parte de la energía se absorbe por el receptor y parte es reflejada por él. Basándose en la segunda ley de la termodinámica, Boltzmann estableció que la velocidad a la cual una fuente da calor es

$$dQ = \sigma \epsilon dA T^4$$

Esto se conoce como la ley de la cuarta potencia, T^4 es la temperatura absoluta. σ es una constante dimensional, pero ϵ es un factor peculiar a la radiación llamada emisividad.

1.1.3.4. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los procesos de transferencia de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipo de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como en los procesos químicos. Este enfoque realiza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el receptor, lo que es, después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto (KERN, 1999).

Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la

transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema.

1.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son equipos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos en donde dichos equipos recuperan calor entre dos corrientes en un proceso ya que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Cabe resaltar que la transferencia de calor se lleva a cabo a por medio de una pared metálica o más bien de un tubo que separa ambos fluidos.

Los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes, en donde estos equipos generan en las plantas ciertas ventajas debido al ahorro y uso eficiente de la energía que proporcionan, así como también a la disminución del consumo de agua en sus procesos de producción (Cengel, 2007).

A menudo a los intercambiadores se les da nombres específicos en el que la diferencia de cada uno de ellos es la aplicación para la cual se usan, por ejemplo, un condensador es un intercambiador de calor en el cual uno de los fluidos se enfría y se condensa conforme fluye a través de ese intercambiador. Así como también lo es una caldera en el cual uno de los fluidos absorbe calor y se vaporiza.

Para el diseño de los intercambiadores de calor mayormente es conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total U que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia (LUNA, 2013). La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

1.2.1. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.2.1.1. INTERCAMBIADOR DE TUBERÍA DOBLE

Este tipo de intercambiador de calor es el más simple de todos los tipos, ya que consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, que por generalmente es llamado

intercambiador de calor de tubo doble o doble tubo. En este intercambiador uno de los fluidos pasa por el tubo de adentro, mientras que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos (Cengel, 2007).

Al igual que los otros tipos de intercambiadores de calor, este consta con dos tipos de disposición del flujo, en el que para el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Por otra parte, en el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas.

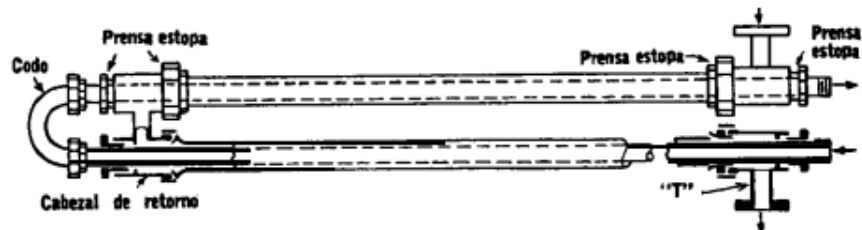


Figura 2. Intercambiador de calor de doble tubo. Fuente: (KERN, 1999)

1.2.1.2. INTERCAMBIADORES DE PLACAS

Los intercambiadores de calor de tipo placas o placas, son un tipo innovador de intercambiador de calor que se ha encontrado un amplio uso en las plantas químicas, puesto que cuenta con una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo (Cengel, 2007). En este caso los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor.

Asimismo, este tipo de intercambiadores resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión.

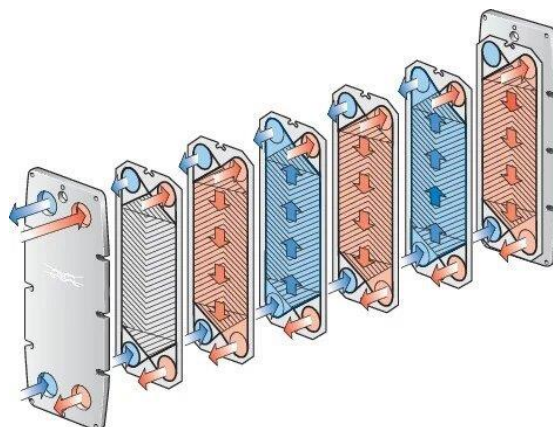


Figura 3. Intercambiador de calor de placa. Fuente: internet

1.2.1.3. INTERCAMBIADORES COMPACTO

Este tipo de intercambiador de calor, generalmente está diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. Donde para lograr obtener un área grande se requiere de la densidad de área (β), puesto que es la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen. Cabe destacar que para que un intercambiador de calor sea compacto necesita tener un (β) $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, (Cengel, 2007).



Figura 4. Intercambiador de calor compacto. Fuente: (Cengel, 2007).

Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos. La gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos.

Los intercambiadores compactos son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido (o líquido hacia gas), para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial. Por ejemplo, en el radiador de un automóvil, del tipo compacto de agua hacia aire, no causa sorpresa que las aletas se encuentren sujetas en el lado del aire de la superficie del tubo.

1.2.1.4. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

El intercambiador de calor de tubos y coraza, es el tipo de intercambiador de calor más utilizado en las aplicaciones industriales (McCabe & Smith, 2007). Por lo general estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La principal característica de este intercambiador de calor es la transferencia de calor, ya que este tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, y el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza.

Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos. Nótese que en un intercambiador de este tipo los tubos se abren hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos del casco, en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos. Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos (Cengel, 2007). Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos (Figura 5). De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos se le llama de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos.

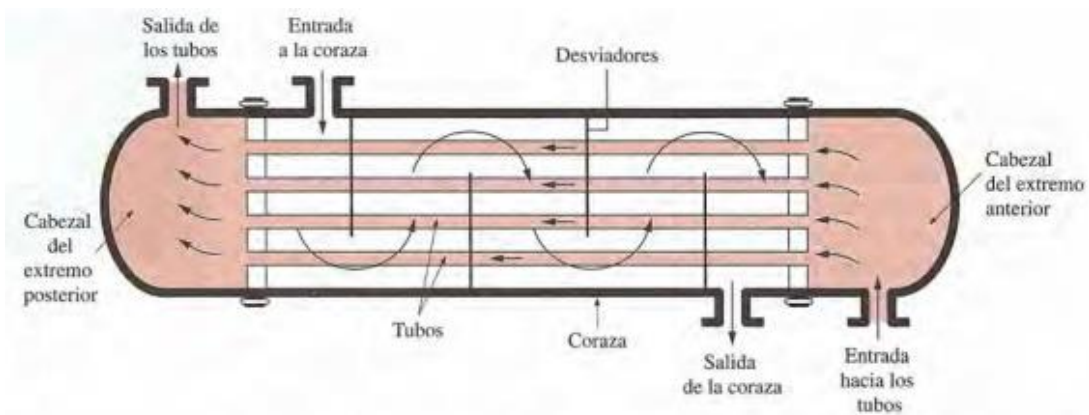


Figura 5. Intercambiador de calor de tubos y coraza. Fuente: (Cengel, 2007)

1.3. COMPONENTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

1.3.1. TUBOS PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Generalmente el diámetro exterior que son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor son los de ¼ y 1 plg, (KERN, 1999).

1.3.2. LONGITUD DE TUBOS

La longitud de los tubos para intercambiadores de tubo recto y en U que comúnmente se utilizan son de 96 (2438), 120 (3048), 144 (3658), 192 (4877) y 240 (6096) pulg. (mm). Sin embargo, se ha demostrado que a mayor longitud de tubos menor será el diámetro en la coraza para una superficie dada, (TEMA, 2007).

Además, en la figura 6, se puede observar cómo varía el costo con respecto a la longitud de los tubos, donde se puede apreciar que el costo entre el uso de tubos de 12, 16 y 20 pies no varían grandemente, aun cuando el costo se aumenta notablemente para tubos de 8 pies (KERN, 1999).

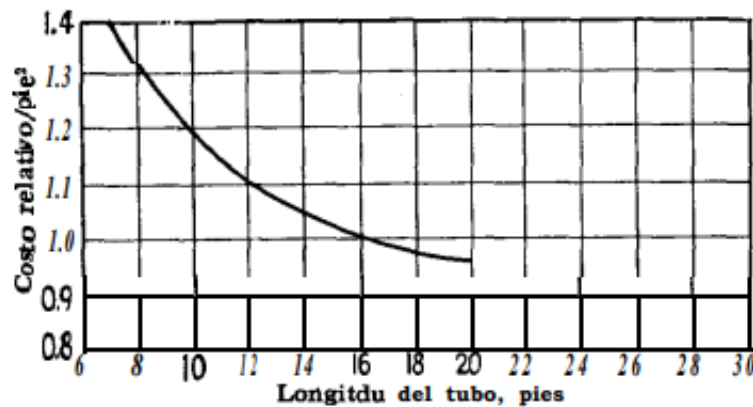


Figura 6. Costo de la superficie tubular vs longitud de tubo. Fuente: (KERN, 1999)

1.3.3. ESPACIADO DE LOS TUBOS

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y éstos a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en la figura 7 a) y b).

- Espaciado en cuadro

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la figura 7 a). El espaciado de los tubos P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de $1\frac{1}{4}$ plg.

- Espaciado triangular

Para arreglos triangulares éstos son, de $\frac{3}{4}$ plg DE en espaciado triangular de $\frac{15}{16}$ plg, $\frac{3}{4}$ plg DE en un arreglo triangular de 1 plg, y 1 plg DE en un arreglo triangular $1\frac{1}{4}$ plg. En la Figura 7 b), el arreglo en cuadro ha sido rotado 45° , y permanece esencialmente lo mismo que en la Figura 7 c). En la figura 7 d), se muestra una modificación del espaciado triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan suficientemente, es posible dejar los pasajes indicados para limpieza.

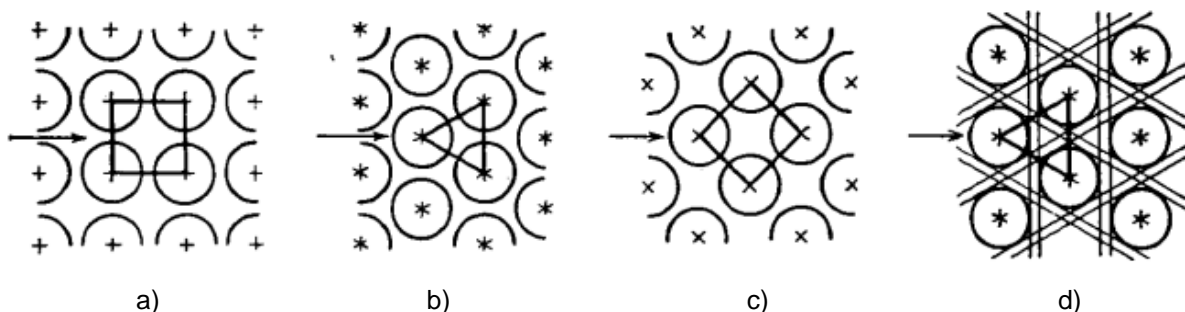


Figura 7. Arreglo de tubos en los intercambiadores de calor, a) arreglo en cuadro, b) arreglo en triangular, c) arreglo en cuadro rotado, d) arreglo triangular con espacios para limpieza. Fuente: (KERN, 1999).

1.3.4. CORAZAS

Las corazas o carcasas son recipientes cilíndricos el cual se encuentra bajo presión interna y externa. La coraza es la estructura que permite el paso de fluidos y la transferencia de calor entre los tubos y la coraza. Y en la Figura 8 se puede ver los diferentes tipos de corazas de acuerdo a la norma TEMA.

Para las corazas fabricadas de tubo de acero generalmente alcanzan hasta de 12 plg de diámetro IPS. Sobre 12 e incluyendo 24 plg el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg inclusive, es de 3/8 plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placa de acero.



Figura 8. Diferentes tipos de corazas establecidos en la norma TEMA. Fuente: (TEMA, 2007)

1.3.4. DEFLECTORES

La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores (KERN, 1999). Los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que es muestran en la Figura 9. Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte, aun cuando otros deflectores fraccionales se empleen también en la industria.

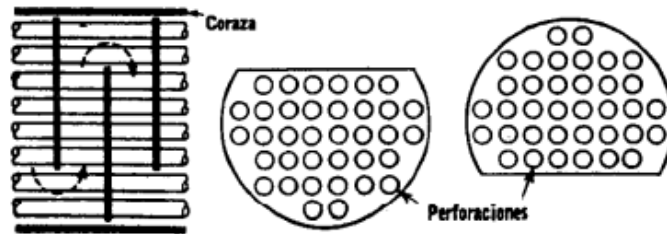


Figura 9. Deflectores segmentados. Fuente: (KERN, 1999)

Pueden ser arreglados, como se muestra para flujo “arriba y abajo” o pueden ser rotados 90° para un flujo “lado con lado”, este último es deseable cuando a través de la coraza fluye una mezcla de líquido y gas. Es el espaciado del deflector y no el 25% de su corte, el que determina, como se mostrará después, la velocidad efectiva del fluido en la coraza. Otros tipos de deflectores son el de disco y corama de la figura 10 y el deflector de orificio en la figura 11.

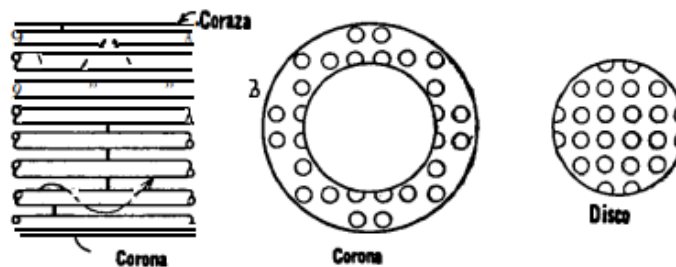


Figura 10. Deflectores de disco y corama. Fuente: (KERN, 1999)

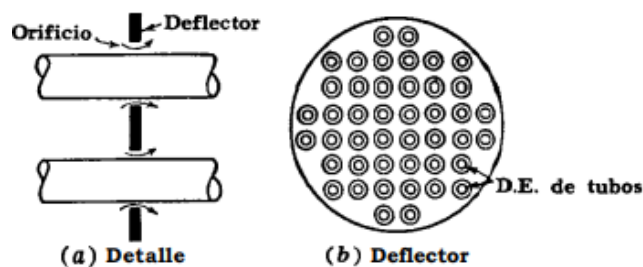


Figura 11. Deflector de orificio. Fuente: (KERN, 1999)

1.3.5. CABEZALES

En la mayoría de los intercambiadores de calor los cabezales se encuentran ubicados en cada extremo, a excepción de los tubos en U que solo tiene un cabezal, (PICON & MARCELA, 2009). Por lo general existen dos tipos de cabezales estacionarios y posteriores, la facilidad de acceso a los tubos es el factor que gobierna la selección del cabezal estacionario, mientras la necesidad de limpieza, el estrés térmico, los posibles problemas de empaquetaduras, el goteo y el costo, son factores que influyen en la selección del cabezal posterior, (DIAZ & ZUÑIGA, 2014).

1.3.6. CABEZALES ESTACIONARIOS O FIJOS.

Hay dos tipos básicos de cabezales fijos, los tipos canal (channel) y los tipos sombrero o Bonnet (ver figura 12).

Los cabezales de canal atornillados denominados según TEMA de tipo "A" consisten en ductos cilíndricos con bridas en ambos extremos, una de ellas es atornillada en una cubierta plana y la otra a la placa de los tubos o a otra brida en el extremo de la coraza. Otro tipo son los de canales o cabezales soldados denominados tipo C y N (ver figura) que son similares a los atornillados, pero solo en un extremo posee bridas, las que son atornilladas a una cubierta plana, el otro extremo esta soldado a la placa de los tubos o la coraza (DIAZ & ZUÑIGA, 2014).

El cabezal tipo sombrero según TEMA tipo "B" consiste en un barril cuyo fondo tiene forma de sombrero y del otro lado tiene una brida que permite el atornillado de los tubos o la coraza (PICON & MARCELA, 2009). Este tipo es más económico que los dos anteriores, y después de removerlos, permite un acceso directo al haz de tubos una vez que se han desconectado las tuberías externas de las boquillas del cabezal; por lo que es empleado cuando la limpieza interna de los tubos no es

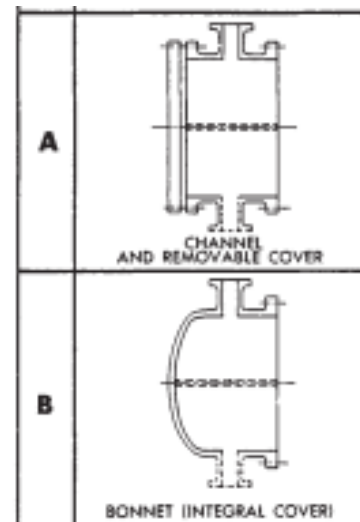


Figura 12. Cabezales tipo canal y Bonnete. Fuente: (TEMA, 2007).

frecuente. El cabezal tipo “D” es utilizado especialmente para servicios de alta presión (presiones de diseño del lado de los tubos superiores a 1000 psi).

1.3.7. CABEZALES POSTERIORES

Estos cabezales pueden ser de tres tipos: Fijos, flotantes o tubos en “U”, (DIAZ & ZUÑIGA, 2014). Los cabezales fijos se denominan según TEMA de tipo L, M y N (ver figura) contribuyen a un sistema rígido ya que la placa de los tubos (espejo) está adherida a la coraza, razón por la cual a los intercambiadores de calor con este tipo de cabezales se les denomina como tipo caja. El interior de los tubos puede limpiarse mecánicamente, pero el haz de los tubos no puede ser removido sin cortar la coraza, la limpieza exterior de los mismos solo puede ser efectuada por medios químicos. Por ello, estos equipos solo deben ser usados con fluidos limpios en el lado de la coraza.

- Cabezales flotantes

Los cabezales flotantes son denominados así ya que mientras el fijo se encuentra adherido a la coraza o casco, estos se encuentran virtualmente flotando dentro de la misma, permitiendo la extracción completa del haz de tubos y la ocurrencia de movimientos diferenciales entre los tubos y la coraza.

Existen cuatro tipos de cabezales flotantes.

- El cabezal tipo “S” está construido con una placa de tubo flotante entre un anillo dividido y una cubierta de placa de tubos.
- El cabezal tipo “T” está construido con placas de tubo flotante atornilladas a la cubierta de la placa de tubos.
- El cabezal tipo “W”, también conocido como tipo anillo de faro, los fluidos se encuentran separados por dos empaquetaduras, una para la coraza y otra para los tubos, su uso se encuentra limitado para uno o dos pasos de tubos, bajas presiones y fluidos no peligrosos.
- el cabezal flotante externo tipo “P” posee todas las ventajas del tipo de faro, es decir, del tipo “W” además de no tener restricciones en cuanto a la elección del fluido del lado

de los tubos. No obstante, en la coraza se debe restringir las bajas presiones y fluidos no letales, dada la presencia de sellos en este lado.

1.3.8. ESPEJO O PLACA PARA TUBOS

Los espejos son unos de los componentes más importantes del intercambiador de calor de casco y tubos, debido a que su propósito es separar los fluidos de la coraza y de los tubos, además de darle soporte al arreglo de tubos, barras de soporte, baffles o deflectores, a la coraza y los cabezales, (DIAZ & ZUÑIGA, 2014). La figura 13 muestra un tipo de espejos para el haz de tubos.



Figura 13. Espejo o palca para haz de tubos. Fuente: (DIAZ & ZUÑIGA, 2014).

El espejo de tubos según a (MACHUCA, 1993), deben tener las siguientes funciones principales:

- Son elementos divisores entre los fluidos que circulan por el lado de la coraza y el lado de los tubos evitando el contacto directo entre ellos.
- Sirven como elementos estructurales que soportan las presiones tanto del lado de la coraza como el lado de los tubos son elementos de apoyo para los tubos flux de acuerdo a las funciones anteriores se deduce que los espejos están sujetos a un sistema complejo de cargas como presiones efectos de temperatura etc.

1.3.9. BRIDAS

Las bridas sirven para acoplar partes del intercambiador de calor y unir la tubería a las tuberías del proceso. Generalmente las bridas son de acero al carbono forjadas de acuerdo a

las especificaciones técnicas, aunque también se utilizan fundiciones de hierro para servicios de baja presión (DIAZ & ZUÑIGA, 2014). Las bridas tienen una capacidad asignada como 150, 300, 400, 600, 900, 1500 y 2500 libras, esta capacidad que corresponde a presiones de servicio a una temperatura especificada.

Sin embargo, al momento de diseñar cualquier tipo de brida este depende de la presión de diseño que tengamos en el equipo y de lo indicado en la norma TEMA. Para presiones menores de 300 lb/pulg² se usarán bridas tipo anillo y en el caso de presiones mayores de 300 lb/pulg² se usarán bridas tipo integrales, esto en caso de que el intercambiador de calor que se esté diseñando con la norma TEMA sea de clase "B" o "C". y en el caso de diseñar intercambiadoras de calor de clase "R", siempre se usarán bridas integrales, (MACHUCA, 1993).

1.3.9.1. TIPOS DE BRIDAS

1.3.9.1.1. BRIDAS TIPO CUELLO SOLDABLE

Este tipo de bridas se distinguen de las otras debido a su cono largo y por su cambio gradual de espesor en la región de la soldadura que las une al canal o cuerpo (figura 14), el cono largo suministra un esfuerzo importante a la brida desde el punto de vista residencial, la ligera transición desde el espesor de la brida hasta el espesor de la pared donde se va a unir efectuada por el cono de la brida es extremadamente beneficiosa bajo los efectos de flexión repetida, que es causada por la expansión de la línea u otras fuerza variables y produce una resistencia de duración equivalente a la unión por soldadura de dos envolventes, (MACHUCA, 1993).

Este tipo de bridas se prefiere para todas las condiciones severas de trabajo, para altas presiones, para altas temperaturas elevadas o menores de cero y son utilizadas en los intercambiadoras de calor TEMA clase "R" cuando se tienen condiciones de diseño muy estrictas.

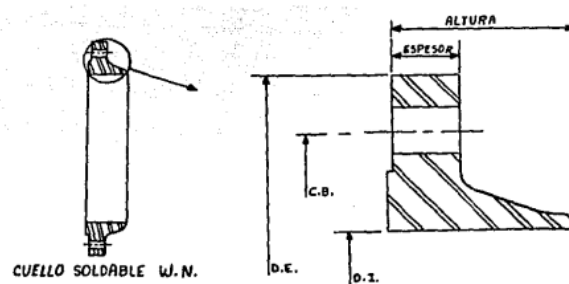


Figura 14. Brida de cuello soldable para intercambiadores de calor. Fuente: (MACHUCA, 1993)

1.3.9.1.2. BRIDAS DESLIZANTES

Estas bridas son conocidas como Slip-on (figura 15) y en comparación con las de tipo cuello soldable se prefieren porque su costo más bajo, por la menor precisión requerida al contar las envolventes a la medida, por la mayor facilidad de alineamiento en el ensamble y a que su costo de fabricación es menor. Su resistencia calculada a presión interna es del orden de 2/3 comparadas con las de cuello soldable y su vida en condiciones de fatiga es de 1/3 de cuello soldable.

Estas bridas son usadas generalmente en los intercambiadores de calor diseñados bajo el TEMA clase "B" y "C", ya que se utilizan presiones moderadas.

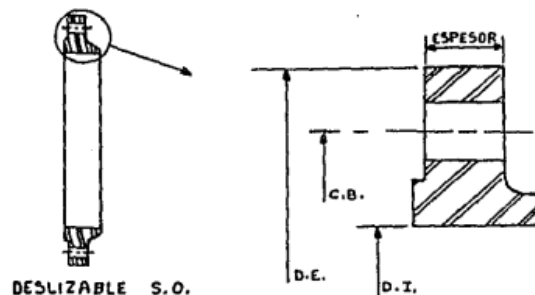


Figura 15. Brida deslizable (slip-on) para intercambiadores de calor. Fuente: (MACHUCA, 1993)

1.3.9.1.3. BRIDAS DE TRASLAPE

Las bridas de traslape o locas son conocidas como Lap-joint (figura 16), y son similares a las de tipo slip-on. La característica de esta brigada es que se requieren de un anillo del mismo material que la envolvente donde se va a hacer un nido el cual evita el contacto directo de la

vida con el frío que estas bebidas son recomendadas en equipos que operan a bajas presiones por su bajo costo de fabricación y se usan en los intercambios de calor tema clase “B” y “C”.

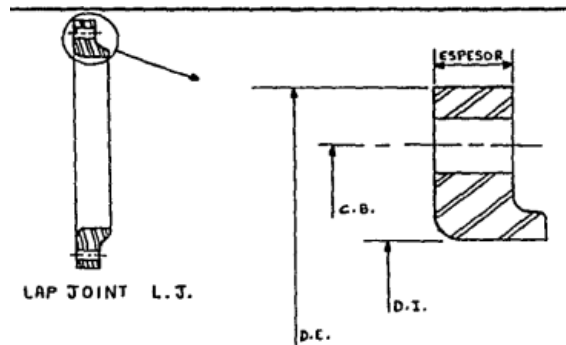


Figura 16. Brida tipo lap-joint para intercambiadores de calor. Fuente: (MACHUCA, 1993).

1.3.10. BOQUILLAS

Las boquillas son componentes que permiten el enlace con las bombas de los circuitos de los fluidos de trabajo que pasaran por el intercambiador de calor y con los instrumentos de medición del intercambiador de calor, pero principalmente tienen la finalidad de proporcionar una buena distribución del fluido en el arreglo de tubos. En la figura 17 se muestran las diferentes formas de unir las boquillas al equipo y/o cabezales.

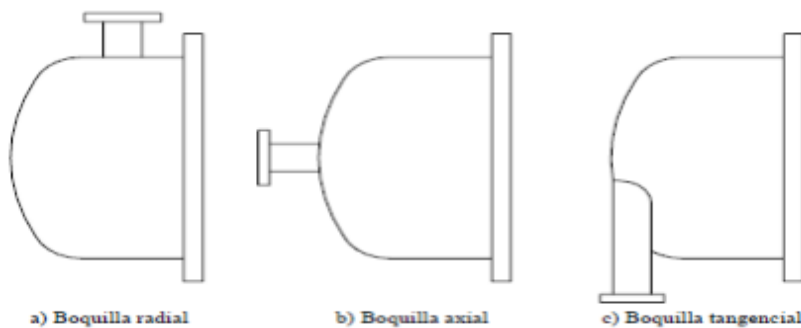


Figura 17. Tipos de unión de las boquillas. Fuente: (DIAZ & ZUÑIGA, 2014).

Las boquillas radiales son las más adecuadas para los cabezales debido a que tiene una mejor distribución del fluido en el arreglo de los tubos, aumentando la transferencia de calor del equipo, apropiada para intercambiadores de calor horizontales, (DIAZ & ZUÑIGA, 2014).

1.3.10.1. DISEÑO DE BOQUILLAS

De acuerdo a (MACHUCA, 1993), para poder diseñar las boquillas se deben seguir los siguientes puntos:

1. Podrán ser bridas de cualquier tipo, este dependiendo directamente de los datos de diseño, tipo y cara requerido. Las dimensiones podrán ser tomadas de los catálogos de fabricantes.
2. Las boquillas pueden ser de los siguientes tipos:
 - a) Forja brida integralmente (cuello largo soldable)
 - b) El cuello puede ser de tubos sin costura o placa rolada soldada longitudinalmente con una Unión soldada a una vida forjada de cuello soldable las soldaduras aplicadas deben ser de penetración completa.
 - c) Las boquillas de materiales aleados pueden tener cuellos de tubo aleado y bridas tipo lap-joint o deslizables forjadas en acero al carbón.
3. El espesor del cuello dependerá de la presión interna de diseño, aunque ciertas firmas de ingeniería de diseño, establecen como mínimo cédula 80 para boquillas de 8 in de diámetro y para menores y un espesor de 0.5 in para boquillas de 10 in de diámetro y mayores.

1.4. TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

1.4.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO EN U

Para este tipo de intercambiador de calor (ver figura 18), el haz de tubos consta de una placa de tubos estacionaria, tubos en U (o tubos de horquilla), deflectores o placas de soporte y tirantes y espaciadores adecuados.

El haz de tubos en U tiene la ventaja de proporcionar un espacio mínimo entre el límite exterior del tubo y el interior de la carcasa para cualquiera de las construcciones de haz de tubos extraíbles. Las holguras son de la misma magnitud que para los intercambiadores de

calor de placas de tubos fijos. El número de orificios para tubos en una carcasa determinada es menor que el de un intercambiador de láminas de tubos fijos debido a las limitaciones para doblar tubos de un radio muy corto. El diseño de tubo en U ofrece la ventaja de reducir el número de juntas (Perry, 1997).

En la construcción de alta presión, esta característica se vuelve de gran importancia para reducir los costos iniciales y de mantenimiento. Para este tipo de intercambiador se encuentran disponibles limpiadores de tubos motorizados, que pueden limpiar tanto las patas rectas de los tubos como las curvas.

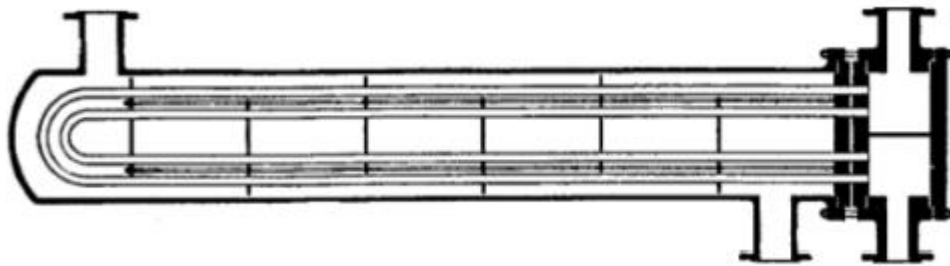


Figura 18. Intercambiador de calor de tubos en U. Fuente: (KERN, 1999).

1.4.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LÁMINA TUBULAR FIJA

Intercambiadores de láminas de tubos fijos (ver figura 19) se utilizan con más frecuencia que cualquier otro tipo, y la frecuencia de uso ha ido en aumento en los últimos años. Las placas de tubo están soldadas a la carcasa. Por lo general, estos se extienden más allá de la carcasa y sirven como bridas a las que se atornillan los cabezales del lado del tubo. Esta construcción requiere que los materiales de la carcasa y la placa de tubos se puedan soldar entre sí (Perry, 1997).

Estos intercambiadores de calor pueden considerarse como de un tipo de operación en contracorriente, sin embargo, el hecho de que el fluido en la coraza fluye por el lado externo de los tubos. Estos tipos de intercambiador, es muy difícil obtener altas velocidades cuando uno de los fluidos fluye a través de todos los tubos en un solo paso. Sin embargo, esto puede evitarse, modificando el diseño de manera que el fluido en los tubos pase a través de ellos en fracciones consecutivas (KERN, 1999).

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos, es el intercambiador 1-2. Por lo general este tipo de intercambiador de calor se emplea un solo carrete con una división para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica. El interior de los tubos puede ser limpiado removiendo únicamente la tapa del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre. Los problemas de expansión son extremadamente críticos en los intercambiadores 1-2 de cabezal fijo, puesto que ambos pasos, así como la coraza, tienden a dilatarse diferentemente y originan esfuerzos en los espejos estacionarios.



Figura 19. Intercambiador de calor de lámina tubular de tubos fijos. Fuente: (ASME, 2019).

1.4.3. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CABEZAL FLOTANTE

1.4.3.1. INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR

El fluido del lado de la carcasa está contenido por anillos de empaquetadura, que se comprimen dentro de una caja de empaquetadura mediante un anillo seguidor de empaquetadura. La construcción de haz extraíble se adapta a la expansión diferencial entre la carcasa y los tubos y se utiliza para el servicio del lado de la carcasa hasta una presión manométrica de 4137 kPa (600 lbf / in²) en 316°C (600°F). No existen limitaciones sobre el número de pasadas por el lado del tubo o sobre la presión y temperatura de diseño del lado del tubo. El intercambiador de cabezal flotante empacado en el exterior fue el tipo de construcción de haz removible más comúnmente utilizado en el servicio de plantas químicas.

1.4.3.2. INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE INTERNO.

El diseño interno de cabezal flotante se utiliza ampliamente en el servicio de refineras de petróleo, pero en los últimos años ha disminuido su uso. El haz de tubos es extraíble y la placa de tubos flotante se mueve (o flota) para adaptarse a la expansión diferencial entre la carcasa y los tubos. El límite del tubo exterior se aproxima al diámetro interior de la junta en la placa de tubo flotante. Las holguras (entre la carcasa y el OTL) son de 29 mm para carcassas de tubería y 37 mm, para carcassas de placas de diámetro moderado. Un anillo de respaldo dividido y pernos generalmente sostienen la cubierta de la cabeza flotante en la placa del tubo flotante. Estos se encuentran más allá del extremo de la carcasa y dentro de la cubierta de la cáscara de mayor diámetro. La cubierta de la carcasa, el anillo de respaldo dividido y la cubierta del cabezal flotante deben retirarse antes de que el haz de tubos pueda pasar a través de la carcasa del intercambiador.

1.4.3.3. INTERCAMBIADOR DE CABEZAL FLOTANTE EXTRAÍBLE.

La construcción es similar a la del intercambiador de anillo de respaldo dividido de cabezal flotante interno, excepto que la cubierta de cabezal flotante se atornilla directamente a la placa de tubo flotante. El haz de tubos se puede retirar de la carcasa sin quitar la cubierta de la carcasa ni la cubierta del cabezal flotante. Esta característica reduce el tiempo de mantenimiento durante la inspección y reparación. El gran espacio libre entre los tubos y la carcasa debe proporcionar tanto la junta como los pernos en la tapa del cabezal flotante. Este espacio libre es de 2 a 2a veces el requerido por el diseño de anillo partido. A menudo se instalan tiras de sellado o tubos falsos para reducir la derivación del haz de tubos.



Figura 20. Intercambiador de calor de lámina tubular flotante. Fuente: (KERN, 1999).

1. 5. CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

De acuerdo a (Perry, 1997), para el diseño de un intercambiador de calor de proceso de cualquier tipo, generalmente se deben realizar los pasos que se especifican a continuación:

1. Especificar las condiciones del proceso (composición de la corriente, caudales, temperaturas, presiones).
2. Obtener las propiedades físicas requeridas de acuerdo a los rangos de temperatura establecidos.
3. Elegir el tipo de intercambiador de calor a emplear.
4. Realizar una estimación preliminar del tamaño del intercambiador, utilizando un coeficiente de transferencia de calor apropiado para los fluidos, el proceso y el equipo.
5. Elegir un primer diseño, completo en todos los detalles necesarios para realizar los cálculos de diseño.
6. Evaluar el diseño elegido en el paso 5, o clasificado, en cuanto a su capacidad para cumplir con las especificaciones del proceso con respecto a la transferencia de calor y la caída de presión.
7. Elegir una nueva configuración si es necesario y se repite el paso 6. Si el primer diseño fue inadecuado para cumplir con la carga de calor requerida, generalmente es necesario aumentar el tamaño del intercambiador mientras permanece dentro de los límites especificados o factibles de caída de presión, longitud del tubo, diámetro de la carcasa, etc. a veces significa ir a configuraciones de intercambiadores múltiples. Si el primer diseño cumple con creces los requisitos de carga térmica o no utiliza toda la caída de presión permitida, generalmente se puede diseñar un intercambiador menos costoso para cumplir con los requisitos del proceso.

Cabe resaltar que para poder realizar estos pasos es fundamental tener conocimientos básicos de transferencia de calor en el diseño de equipos prácticos de transferencia de calor. Puesto que Los diseñadores deben estar constantemente conscientes de las diferencias entre

las condiciones idealizadas para y bajo las cuales se obtuvo el conocimiento básico y las condiciones reales de la expresión mecánica de su diseño y su entorno.

1.5.1. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERANCIA DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor, se define en términos de la resistencia térmica total (conducción, radiación y convección) para la transferencia de calor entre dos o más fluidos (Barragán & Landázuri, 2013). Para el diseño de un intercambiador de calor La ecuación de diseño básica para un intercambiador de calor es:

$$dA = \frac{dQ}{U * \Delta T}$$

donde dA es el elemento del área de la superficie requerida para transferir una cantidad de calor dQ en un punto en el intercambiador donde el coeficiente de transferencia de calor total es U y donde la diferencia global de temperatura a granel entre las dos corrientes es ΔT (Perry, 1997).

El coeficiente de transferencia de calor general está relacionado con los coeficientes de transferencia de calor de la película individual y las resistencias de ensuciamiento y pared por la ecuación.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x A_o}{k_w A_{wm}} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{di}\right) A_o / A_i}$$

1. 5. 2. DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos en el intercambiador de calor variará, en general, de un punto a otro. La diferencia de temperatura media (ΔT o MTD) se puede calcular a partir de las temperaturas terminales de las dos corrientes si las siguientes suposiciones son válidas:

1. Todos los elementos de una corriente de fluido dada tienen el mismo historial térmico al pasar por el intercambiador.
2. El intercambiador funciona en estado estable.
3. El calor específico es constante para cada corriente (o si alguna de las corrientes sufre una transición de fase isotérmica).
4. El coeficiente de transferencia de calor general es constante.
5. Las pérdidas de calor son insignificantes.

La diferencia media logarítmica nos sirve para determinar si el flujo de las corrientes es completamente contracorriente o completamente paralelo, a su vez representa la variación de temperaturas que van teniendo los fluidos a través de su paso por el intercambiador de calor (Barragán & Landázuri, 2013), ya que esta va variando dependiendo de que un fluido va perdiendo calor y el otro va ganando ese calor, donde la diferencia de temperatura logarítmica-media (LMTD), es por ello que la figura 21 nos muestra los perfiles en la que va variando la temperatura a lo largo del intercambiador de calor, y está definida como:

- Para el flujo paralelo

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

- Para el flujo a contracorriente

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)}$$

Donde

T_1 y T_2 son las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

t_1 y t_2 son las temperaturas de entrada y salida del fluido frío respectivamente.

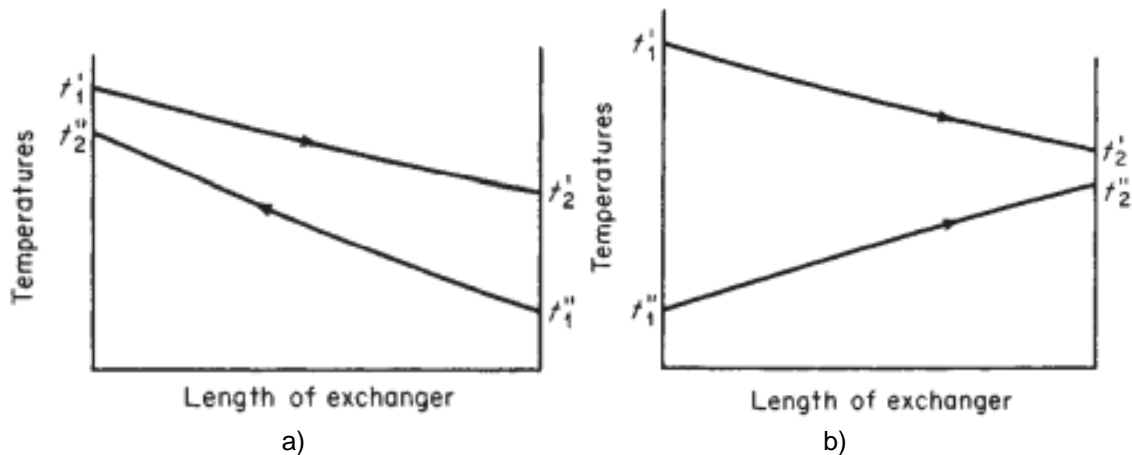


Figura 21. Perfiles de temperaturas en intercambiadores de calor: a) contracorriente, b) paralelo.
Fuente (Perry, 1997).

1.5.3. MÉTODO EFECTIVIDAD

El método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) ha sido un método que, es sumamente útil cuando todas las temperaturas de los fluidos en las entradas y en las salidas del intercambiador de calor conocidas, o cuando pueden fácilmente calcularse mediante balances de energía. En estas circunstancias la diferencia media logarítmica de temperaturas puede evaluarse sin ninguna dificultad, pudiéndose así determinar fácilmente el área de transferencia de calor requerida, o el flujo de calor transferido, o el coeficiente total de transferencia de calor (VALDEZ, 2001).

Sin embargo, otro problema que se puede encontrar, es la determinación de la razón de la transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos caliente y frío para valores prescritos de gastos de masa y temperaturas de entrada de los fluidos, cuando se especifican el tipo y el tamaño del intercambiador (Cengel, 2007). Para este caso aún se puede aplicar el método de la LMTD, no obstante, esto causaría diversas iteraciones y, como consecuencia, no sería práctico.

A pesar de ello el método de la efectividad-NTU, es un procedimiento para eliminar las iteraciones de la resolución de esos problemas (Cengel, 2007), este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor definido como:

$$\varepsilon = \frac{\text{razon de transferencia de calor real}}{\text{razon maxima posible de la transferencia de calor}} = \frac{Q_{real}}{Q_{MAX}}$$

Donde la razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar con base en un balance de energía en los fluidos caliente y frío y se puede expresar como:

$$Q_{real} = C_C(T_{C,sal} - T_{C,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

en donde $C_C = \dot{m}_c C_{pc}$ $C_h = \dot{m}_c C_{ph}$, son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

La determinación de Q_{MAX} requiere que se disponga de la temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos de masa, los cuales suelen especificarse. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real, Q a partir de

$$Q = \varepsilon Q_{MAX} = \varepsilon C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent})$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

1.5.3.1. NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA (NTU)

El número de unidades de transferencia, se refiere a las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional UA_S/C_{min} , (Cengel, 2007), y se expresa como:

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{min}} = \frac{UA_S}{(\dot{m}C_p)_{min}}$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor total y A_S es el área superficial de transferencia del intercambiador. Cabe resaltar que el NTU es proporcional a A_S . Por lo tanto,

para valores específicos de U y C_{min} , el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor, A_S . Por ende, entre mayor sea el NTU, más grande es el intercambiador de calor. En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades C como:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Se puede demostrar que la efectividad de un intercambiador de calor es una función del número de unidades de transferencia NTU y de la relación de capacidades C . en la figura 22 nos muestran las relaciones de la efectividad (a) y de NTU (b) para un gran número de intercambiadores.

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{max} mezclado, C_{min} no mezclado	$\epsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp[1 - c(1 - \exp(-NTU))])$
C_{min} mezclado, C_{max} no mezclado	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$

a)

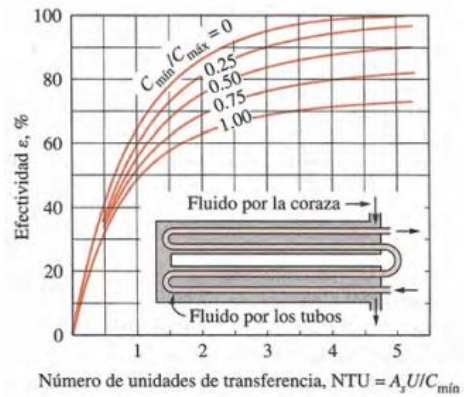
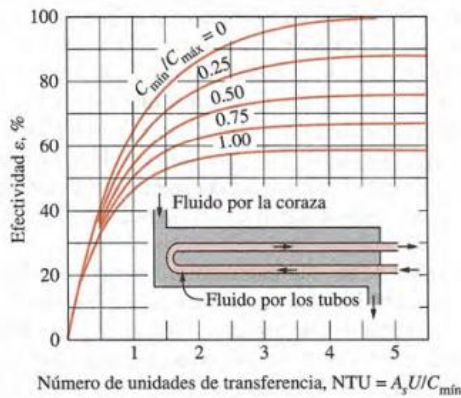
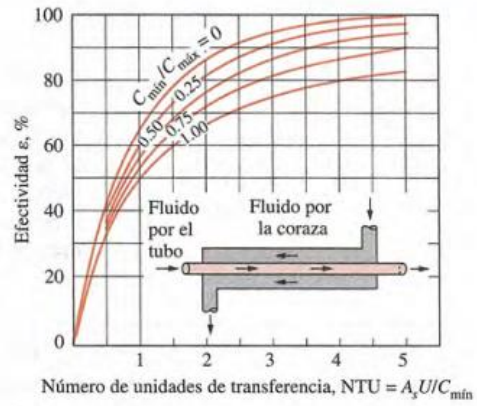
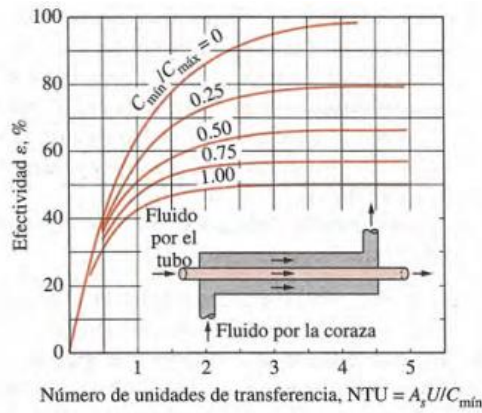
Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1 - \epsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> C_{max} mezclado, C_{min} no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - \epsilon c)}{c} \right]$
C_{min} mezclado, C_{max} no mezclado	$NTU = \frac{\ln[c \ln(1 - \epsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \epsilon)$

b)

Figura 22. Relaciones para un gran número de intercambiadores con respecto a su efectividad (a) o de su NTU (b). Fuente: (Cengel, 2007).

Estas relaciones nos sirven cuando se necesita calcular la efectividad directamente cuando se conoce el NTU (figura 22 a), y las de la figura 22 b), dan el NTU directamente cuando se conoce la efectividad (ϵ).

Otra manera de determinar la eficiencia de un intercambiador de calor es por medio de diagramas, tal como se puede ver en la figura 23, se presenta efectividades de algunos tipos comunes de intercambiadores.



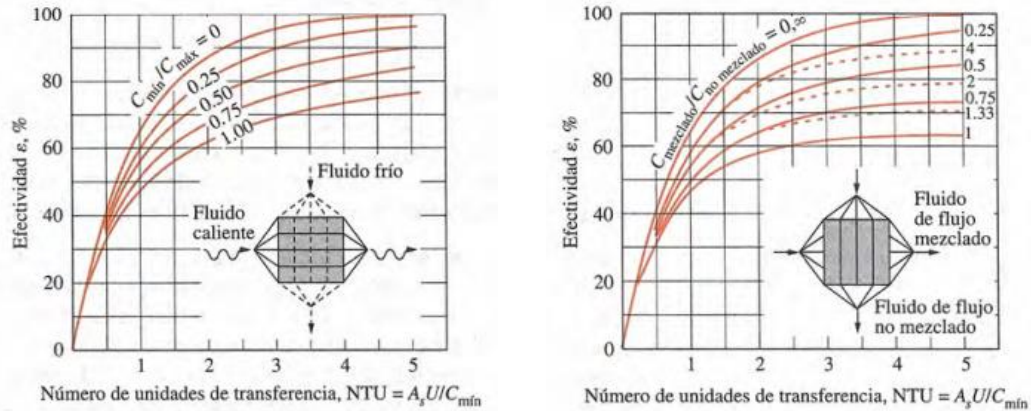


Figura 23. Efectividad para los intercambiadores de calor. fuente: (Cengel, 2007).

1.6. NORMATIVA DE DISEÑO

1.6.1 CÓDIGO ASME

El código ASME o por sus siglas Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers) es un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos como calderas de vapor y recipientes sujetos a presión, cuyo código nos establece una serie de normas para que el equipo cuente con una larga vida de servicio y asegure la protección de la vida de los operarios que trabajen a diario.

Este código constas de 11 secciones, cuyas secciones especifican reglas para diferentes equipos y de los materiales de construcción de estos mismos. Sin embargo, para este caso al diseñar un intercambiador de calor, se usarán la sección II, parte D y la sección VIII, división 1, puesto que están dedicadas exclusivamente a los recipientes a presión.

1.6.1.1. SECCIÓN II, PARTE D.

Esta sección del código ASME se utiliza para elegir qué tipo de material se va a utilizar para la fabricación del equipo, y a su vez este se divide en 3 subpartes (ASME, 2019)., donde:

- Subparte 1: corresponde a tablas que contienen una lista de materiales de construcción donde nos especifican el uso al que se utiliza dicho material.
- Subparte 2: corresponde a las propiedades físicas de las tablas de la subparte 1.

- Subparte 3: se refiere a gráficos y tablas para determinar el espesor de la carcasa de los componentes bajo presión externa.

1.6.1.2. SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1.

La Sección VIII, división 1, se trata de los requisitos de proyecto para calderas y recipientes a presión. Esta sección VIII consta de 3 subsecciones, (ASME, 2019)..

- Subsección A

Esta subsección nos establece los requerimientos generales para la fabricación y/o construcción de los recipientes a presión. Está subsección también se conoce como la parte UG y establece los requisitos generales para todos los métodos de construcción y todos los materiales.

- Subsección B

Esta subsección nos establece los requisitos relacionados con los métodos de fabricación de recipientes a presión. Además, en esta subsección consta de 3 partes, la parte UW, la parte UF y la parte UB.

- Parte UW. Establece los requisitos para recipientes a presión fabricados mediante soldadura.
- Parte UF. Establece los requisitos para recipientes a presión fabricados mediante forja.
- Parte UB. Establece los requisitos para recipientes a presión fabricados mediante soldadura fuerte.

- Subsección C

En esta subsección, el código trata lo referente a los materiales de construcción de los recipientes sujetos a presión. Y al igual que la subsección anterior esta consta de varias partes, que especifican diferentes reglas para distintos equipos.

- Parte UCS. Especifica los requisitos para recipientes a presión fabricados con aceros al carbono y de baja aleación.

- Parte UNF. Especifica los requisitos para recipientes a presión fabricados con materiales no ferrosos.
- Parte UHA. Especifica los requisitos para recipientes a presión fabricados con alta aleación Acero
- Parte UCI. Especifica los requisitos para recipientes a presión contruidos con hierro fundido.
- Parte UCL. Especifica los requisitos para recipientes a presión soldados contruidos de material con revestimiento integral resistente a la corrosión, revestimiento de superposición de metal soldado o revestimientos aplicados.
- Parte UCD. Especifica los requisitos para recipientes a presión contruidos con hierro dúctil fundido.
- Parte UHT. Especifica los requisitos para recipientes a presión contruidos con aceros ferríticos con propiedades de tracción mejoradas por tratamiento térmico
- Parte ULW. Especifica los requisitos para recipientes a presión fabricados mediante construcción en capas
- Parte ULT. Especifica las reglas alternativas para recipientes a presión contruidos con materiales que tienen mayores esfuerzos permisibles a baja temperatura
- Parte UXH. Especifica las reglas para intercambiadores de calor de carcasa y tubos
- Parte UIG. Especifica los requisitos para recipientes a presión fabricados con grafito impregnado

1.6.2. NORMATIVA TEMA

La normativa TEMA son un conjunto de normas y estándares que habitualmente es empleado por diseñadores, fabricantes y usuarios para la fabricación y el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza. Por lo general estos estándares son utilizados en un amplio rango de industrias en cualquier parte del mundo. Para la designación de intercambiadores de calor de carcasa y tubos estilo TEMA de acuerdo a la norma se

recomienda designar el tamaño y el tipo de intercambiador de calor por números y letras (Labat, 2018).

1.6.2.1. NOMENCLATURA (N)

En la sección de nomenclatura, la normativa nos especificaciones acerca del tamaño, el diámetro y la longitud del intercambiador de calor deben tener en cuenta las siguientes especificaciones (TEMA, 2007):

- **Tamaño.** Los tamaños de las carcasa (y haces de tubos) se designarán con números. describiendo los diámetros de la carcasa (y el haz de tubos) y las longitudes de los tubos de la siguiente manera:
- **Diámetro.** El diámetro nominal será el diámetro interior de la coraza en pulgadas, redondeado al número entero más cercano. Para los hervidores de caldera, el diámetro nominal será el diámetro del puerto seguido del diámetro de la carcasa, cada uno redondeado al número entero más cercano
- **Largo.** La longitud nominal será la longitud del tubo en pulgadas. Tubo la longitud de los tubos rectos se tomará como la longitud total real. Para los tubos en U, la longitud se tomará como la longitud recta desde el extremo del tubo hasta la tangente de la curva.
- **Tipo.** La designación del tipo se hará mediante letras que describan la cabeza estacionaria, caparazón (omitido solo para paquetes) y cabeza trasera, en ese orden, como se indica la figura 24.

Type of design	Fixed tube sheet	U-tube	Packed lantern-ring floating head	Internal floating head (split backing ring)	Outside-packed floating head	Pull-through floating head
T.E.M.A. rear-head type	L or M or N	U	W	S	P	T
Relative cost increases from A (least expensive) through E (most expensive)	B	A	C	E	D	E
Provision for differential expansion	Expansion joint in shell	Individual tubes free to expand	Floating head	Floating head	Floating head	Floating head
Removable bundle	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Replacement bundle possible	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Individual tubes replaceable	Yes	Only those in outside row†	Yes	Yes	Yes	Yes
Tube cleaning by chemicals inside and outside	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Interior tube cleaning mechanically	Yes	Special tools required	Yes	Yes	Yes	Yes
Exterior tube cleaning mechanically:						
Triangular pitch	No	No‡	No‡	No‡	No‡	No‡
Square pitch	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Hydraulic-jet cleaning:						
Tube interior	Yes	Special tools required	Yes	Yes	Yes	Yes
Tube exterior	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Double tube sheet feasible	Yes	Yes	No	No	Yes	No
Number of tube passes	No practical limitations	Any even number possible	Limited to one or two passes	No practical limitations§	No practical limitations	No practical limitations§
Internal gaskets eliminated	Yes	Yes	Yes	No	Yes	No

Figura 24. Características de los intercambiadores de tubo y carcasa de la norma TEMA. Fuente: (Perry, 1997).

Cabe resaltar que, para la selección y el diseño de un intercambiador de calor, la norma nos da a elegir que tipos de cabezales estacionarios frontales, tipo de coraza y tipos de cabezales traseros, se usaran de acuerdo a nuestras especificaciones (figura 25). Donde la primera letra es la indicativa del tipo del cabezal estacionario. Los tipos A (Canal y cubierta desmontable) y B (Casquete) son los más comunes.

La segunda letra es la indicativa del tipo de casco. La más común es la E (casco de un paso) la F de dos pasos es más complicada de mantener. Los tipos G, H y J se utilizan para reducir las pérdidas de presión en el casco. El tipo K es el tipo de rehervidor de caldera utilizado en torre de fraccionamiento.

La tercera letra nos indica el tipo de cabezal del extremo posterior, donde los de tipo S, T y U son los más utilizados. El tipo S (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo. El tipo T (Cabezal flotante sin contrabrida) puede sacarse sin desmontar, pero necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. El tipo U (haz de tubo en U) es el más económico, pero a la hora de mantenimiento necesita una gran variedad de tubos en stock.

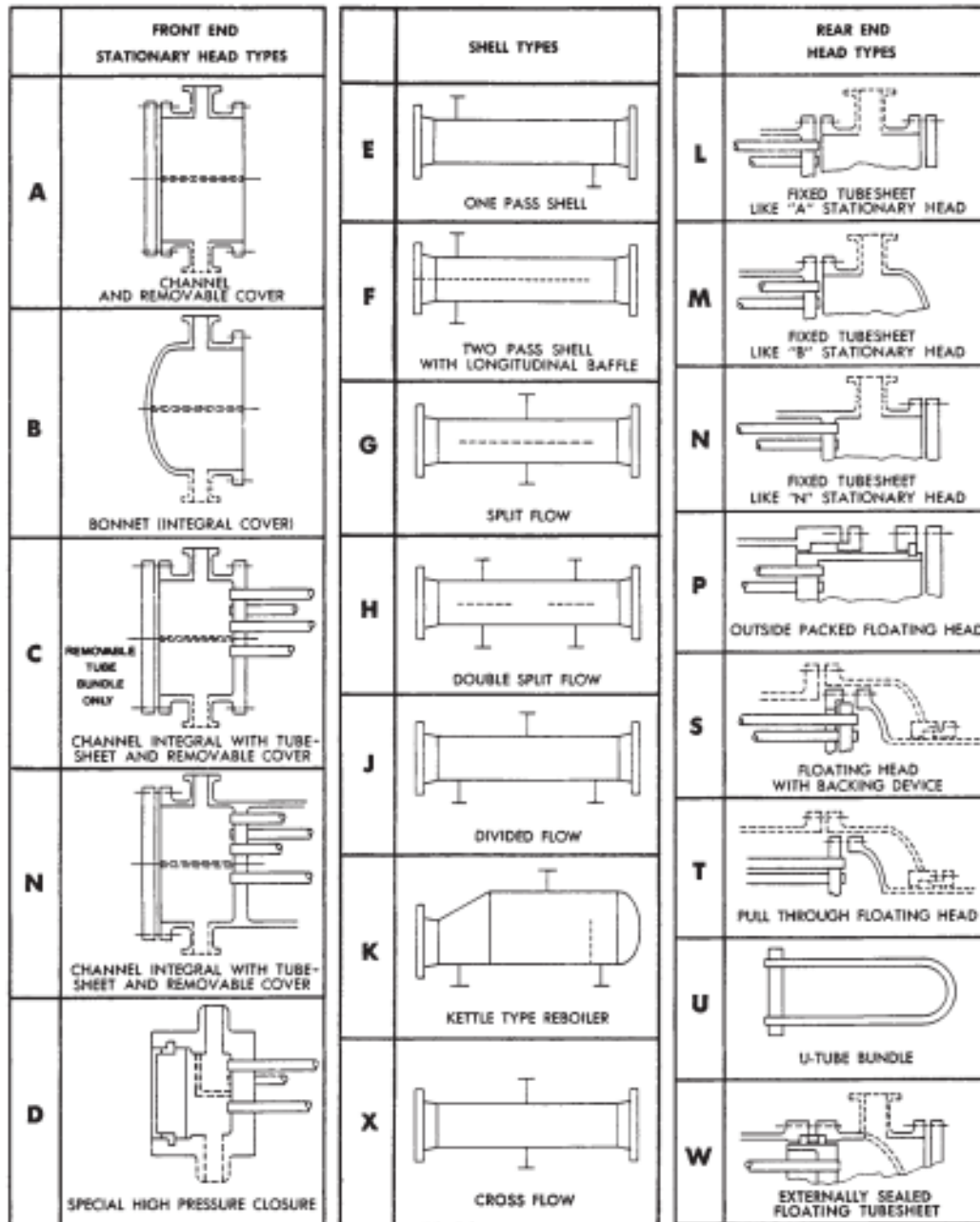


Figura 25. Designaciones de tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Fuente: (TEMA, 2007)

1.6.2.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR MECÁNICOS ESTÁNDAR TEMA CLASE RCB

De acuerdo a la normatividad TEMA, los intercambiadores de calor se dividen en tres clases R, C y B, esto dependiendo del tipo de uso de cada intercambiador donde:

- INTERCAMBIADORES DE CALOR CLASE "R"

Los estándares mecánicos de TEMA para intercambiadores de calor de clase "R" especifican el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor de tubo y carcasa sin cocer para los requisitos generalmente severos del petróleo y aplicaciones de procesamiento relacionadas (TEMA, 2007).

- INTERCAMBIADORES DE CALOR CLASE "C "

Los estándares mecánicos de TEMA para intercambiadores de calor de clase "C" especifican el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor de tubo y carcasa sin cocer para los requisitos generalmente moderados de las aplicaciones de procesos comerciales y generales (TEMA, 2007).

- INTERCAMBIADORES DE CALOR CLASE "B"

Los estándares mecánicos de TEMA para intercambiadores de calor de clase "B" especifican el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor de tubo y carcasa sin cocer para servicios de procesos químicos (TEMA, 2007).

Estándares generales de la norma TEMA:

Además, en este apartado nos especifican la presión de diseño, las pruebas, las temperaturas del metal, las normas admisibles de corrosión. Con respecto a los tubos, especifica sus longitudes, sus diámetros y sus calibres, los espaciamentos y los tipos de sus arreglos. Para las carcasas y las tapas se tratan los diámetros, las tolerancias, así como los espesores mínimos.

Así también se muestra los diferentes tipos de deflectores, sus espesores, sus espaciamentos, protecciones contra la erosión en las áreas de entrada y salida; y las características de los separadores. Describe las características constructivas de las cabezas flotantes y de los empaques. Pone especial énfasis en el diseño de los espejos de tubos,

proporcionando las ecuaciones de cálculo de los espesores. Proporciona los métodos de cálculo de elementos flexibles de la carcasa. También trata lo relacionado a las boquillas y a las bridas.

1.7. MÉTODOS DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

1.7.1. MÉTODO KERN.

Este método ha sido adoptado como un estándar por la industria durante muchos años. Las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores estándar con un corte de deflector del 25% (una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño).

La predicción de la transferencia de calor varía entre ligeramente insegura (valor superior al real) y muy segura (valor inferior al real). Mientras que las predicciones de la pérdida de carga se sitúan en el lado de seguridad con errores superiores al 100%. En régimen laminar los errores todavía son grandes debido a la poca información disponible en el momento que se elaboró el método.

Si bien los resultados obtenidos por el método Kern no presentaron una gran mejora respecto a las correlaciones existentes, el mérito del éxito obtenido se encuentra en el hecho de haber presentado un método global de diseño, presentando además varios ejemplos de cálculo. Es evidente que no puede ser utilizado como un método de diseño porque la sobrestimación de la pérdida de carga puede llevar a diseños conservadores, con una gran separación de deflectores o con diámetros de carcasa superiores, y por consiguiente con coeficientes de transferencia de calor bajos. Sin embargo, todavía se sigue utilizando en la industria para comprobar el funcionamiento térmico de los intercambiadores (Mendoza, 2018).

Este método se utiliza para determinar el coeficiente de transferencia de calor, en el que se establece el efecto que producen los dispositivos en el lado de la envolvente, así como el arreglo del haz de tubos y de esto deduce a que mayor número de mampara y con un arreglo triangular el coeficiente de transferencia aumenta.

Otro de los factores que influyen en la transferencia de calor es el espaciado y el tamaño de los tubos, incluyendo el tipo de flujo que se presenta en la parte exterior de los mismo, esto se refiere a si se tiene un flujo laminar o turbulento.

Tomando en cuenta estos factores, se obtuvo una gráfica de:

$$Nu * Pd^{-\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \text{ vs } Re$$

Donde:

$$Nu \rightarrow \text{Numero de Nuslet} \left(\frac{h * De}{k}\right)$$

$$Pd \rightarrow \text{numero de prandlt} \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)$$

$$\frac{\mu}{\mu_w} \rightarrow \text{relacion de viscosidades} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)$$

$$Re \rightarrow \text{numero de reynolds} \left(\frac{G_s * De}{\mu}\right)$$

De acuerdo a lo establecido en las relaciones anteriores, los cálculos se hacen considerando el diámetro equivalente (De), el cual se calcula considerando el tipo de arreglo que tiene el haz de tubos. El diámetro equivalente es utilizado en estas expresiones ya que este nos muestra la diferencia que existe entre la circulación de un flujo a través de un banco de tubos y del que fluye en un solo tubo.

Para este método la caída de presión para el lado de la coraza depende directamente del número de veces que el fluido de su interior cruza el banco de tubos, considerando principalmente las provocadas por los baffles y el espacio que existe entre estos.

Este método evalúa la caída de presión tomando como base la ecuación de Fanning y la que solamente adiciona las pérdidas de presión por la entrada y salida del fluido, quedando la expresión como:

$$\Delta P = \frac{f * G_s^2 * D_I * (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} * D_e * S * \varphi_s}$$

Donde:

$f \rightarrow$ factor de fricción

$N \rightarrow$ Numero de baffles

$S \rightarrow$ gravedad específica del fluido

1.7.2. MÉTODO BELL-DELAWARE

El método Bell-Delaware propone calcular el coeficiente de transferencia de calor del lado carcasa utilizando las correlaciones obtenidas para flujo en un banco de tubos considerando que todo el caudal que circula por la carcasa atraviesa el banco de tubos. Posteriormente este coeficiente ideal de flujo cruzado se corrige por una serie de factores para tener en cuenta las fugas que se producen.

La pérdida de carga en el lado carcasa se calcula como suma de las pérdidas de carga para flujo cruzado ideal y de la pérdida de carga en la zona de la ventana. Los errores de este método pueden ser del 40 % en pérdida de carga y normalmente predicen pérdidas de carga mayores a las reales. El error en el coeficiente de transferencia de calor es alrededor del 25%. La diferencia con respecto al método analítico propuesto por Tinker reside en que no establece interacción entre los efectos de las corrientes de fuga (M. & FRANCO, 1985).

El método Bell-Delaware es el más ampliamente utilizado y ha sido recomendado por J. Taborek como el más preciso de los métodos publicados en la literatura abierta. El método consiste en corregir el coeficiente individual h_o , que no considera las desviaciones de la corriente de fluido estudiadas anteriormente (M. & FRANCO, 1985). Este coeficiente (h_o) se calcula suponiendo que solamente existe flujo cruzado (corriente B) en un banco rectangular ideal y se evalúa con el Reynolds cerca o en la línea central de la carcasa. A este coeficiente se le denomina ideal, h_{oid} y debe corregirse de acuerdo a:

$$h_o = h_{oid} (J_c * J_l * J_b * J_s * J_r)$$

Donde:

J_c Es el factor de corrección debido al espaciado y al corte de los baffles. Toma en cuenta la transferencia de calor en la ventana, entre los extremos de los baffles y la cara interna de la carcasa. Depende de la fracción de tubos totales presentes en el flujo cruzado en la ventana mencionada. Si no hay tubos en la ventana su valor es 1 y se incrementa a 1.15 para baffles con cortes pequeños, y disminuye a 0.65 para baffles de cortes grande. Para equipos bien diseñados su valor debe estar cercano a 1.

J_l Es el factor de corrección por fugas en los baffles (corrientes A y E). Es función de la relación entre el área total de fuga por baffle y el área de flujo entre baffles adyacentes. También es función de la relación de área de fuga carcasa – baffle al área de fuga tubo- baffle. Si los baffles están muy cercanos este factor disminuye debido a valores mayores de las corrientes de fuga. Un valor típico se en cuenta en el rango de 0.7 a 0.8

J_b Es el factor de corrección por partición en la hoja de tubos y por el tamaño del banco de tubos (corrientes C y F), el valor varía desde 0.9 para placa de tubos fija a 0.7 para cabezal flotante del tipo pull throughg.

J_s Es el factor de corrección por espaciado grande a la entrada y a la salida comparado con el espaciado de los deflectores centrales. El valor varía desde 0.85 a 1.

J_r Es el factor de corrección por cualquier gradiente adverso de temperatura desarrollado en flujo laminar. Aplica solo para números de Reynolds menores de 100 y es muy efectivo para Reynolds menores de 20. De otro modo asuma 1.

Es importante mencionar que luego de calcular h_o , se debe calcular la temperatura de la pared y corregir este valor por efectos de viscosidad, si los hubiere. Para calcular estos factores de corrección es necesario comprender las variables geométricas que relacionan las distintas áreas de flujo y las fracciones de fluido o corrientes estudiadas anteriormente; no es fácil determinar exactamente el número de tubos que puede acomodar la hoja de tubos, ya que éste se conoce al diagramarla con los parámetros geométricos involucrados. En la literatura abierta hay programas que permiten calcular el número de tubos con los datos correspondientes a la geometría, pero la hoja de tubo obtenida en forma gráfica no está a escala.

1.7.3. MÉTODO POR SIMULACIÓN

Para el método de simulación se utilizará el Aspen HYSYS y el Aspen EDR son herramientas integrales de modelado de procesos que se utilizan para la simulación y optimización de procesos en el diseño. Aspen EDR es un software que ofrece una amplia gama de diseños de intercambiadores de calor. Aspen HYSYS puede resolver el problema para determinar el caudal de corriente fría y caliente que pasa a través del intercambiador de calor en diferentes condiciones de corriente. En este software, los intercambiadores de calor son muy flexibles ya que pueden resolver el problema de temperatura, presiones, flujos de calor y flujo de corrientes de material. El modelo de intercambiador de calor se puede elegir para fines de análisis en Aspen HYSYS. Puede operar un intercambiador de calor y modelar el proceso de transferencia de calor que ocurre dentro del intercambiador de calor (Janaun & Kamin, 2016).



Figura 26. Software Aspen Tech, que incluye el programa de Aspen Hysys y el Aspen EDR. Fuente: internet.

Aspen Exchanger Design and Rating (EDR) es un software que proporciona los diseños y la clasificación del intercambiador de calor. Ayuda a los usuarios a reducir el costo del equipo entre un 10 y un 30% con el diseño efectivo de Aspen EDR. El software puede proporcionar un diseño de arreglo de costos óptimo al proporcionar los datos físicos de los requisitos del proceso. Los detalles del intercambiador de calor se mostrarán en una hoja de especificaciones, un plan de configuración y un diseño de tubos (Janaun & Kamin, 2016).

1.8. CORROSIÓN

La corrosión puede definirse como una reacción irreversible de un material con su medio ambiente, que normalmente trae asociado una degradación del material o de sus propiedades (Domene, Tovar, Tovar, & Antón, 2018). Esta definición tan general de corrosión incluye las reacciones de una gama de materiales muy amplia. Sin embargo, el foco de la mayor parte de los estudios sobre corrosión son los metales. La corrosión en los metales puede darse de muchas formas diferentes que son importantes de entender, ya que los mejores métodos de prevención de la corrosión dependen de la forma de corrosión.

Muchos diseñadores o ingenieros de proyectos han desarrollado un nuevo componente o proceso con un rendimiento sobresaliente solo para que falle prematuramente debido a la corrosión. Además, a pesar de la investigación activa de los ingenieros de corrosión, una visita al depósito de chatarra local muestra que un gran porcentaje de automóviles y electrodomésticos todavía fallan debido a la corrosión; esta pérdida palidece en comparación cuando se incluyen las fallas por corrosión industrial. A pesar de toda la compleja jerga sobre la corrosión, si un metal se corroe depende de la simple celda electroquímica creada por el medio ambiente. Esto podría dar la impresión errónea de que es posible calcular cosas como la tasa de corrosión de un guardabarros de automóvil en la masa primavera de las calles de la ciudad saladas (Perry, 1997).

Entre los tipos de materiales que se deteriora por la corrosión, por lo general la corrosión hace énfasis al ataque destructivo e involuntario de un metal, que es un proceso electroquímico y generalmente comienza en la superficie. La corrosión de un metal o una aleación se puede determinar mediante la determinación directa del cambio de peso en un entorno dado o mediante cambios en las propiedades físicas, eléctricas o electroquímicas con el tiempo (Cicek, 2014).

1.8.1. TIPOS DE CORROSIÓN

1.8.1.1. POR PICADURA

Las picaduras son una forma de corrosión que se desarrolla en áreas muy localizadas de la superficie del metal. Esto da como resultado el desarrollo de caries o hoyos. Pueden variar desde cavidades profundas de pequeño diámetro hasta depresiones relativamente poco profundas (Perry, 1997). Ejemplos de picaduras: aluminio y aleaciones de acero inoxidable en soluciones acuosas que contienen cloruro. Inhibidores a veces son útiles para prevenir las picaduras.

1.8.1.2. POR GRIETAS

La corrosión por grietas ocurre dentro o adyacente a una grieta formada por contacto con otra pieza del mismo u otro metal o con un material no metálico. Esta forma de corrosión puede

resultar de una deficiencia de oxígeno en la hendidura, cambios de acidez en la hendidura, acumulación de iones en la hendidura o agotamiento de un inhibidor (Perry, 1997).

Se caracteriza por la formación de agujeros o picaduras en la superficie del metal. Es muy peligrosa, ya que suele ser difícil de detectar. Se trata de un tipo de corrosión que se produce en medios que contienen iones agresivos, como por ejemplo los haluros (Domene, Tovar, Tovar, & Antón, 2018).

1.8.1.3. CELDA DE CONCENTRACIÓN DE OXÍGENO

La celda de concentración de oxígeno es una celda electrolítica en la que la fuerza motriz que provoca la corrosión resulta de una diferencia en la cantidad de oxígeno en solución en un punto en comparación con otro. La corrosión se acelera donde la concentración de oxígeno es mínima, por ejemplo, en una caja de empaquetadura o debajo de las juntas. Esta forma de corrosión también ocurrirá bajo sustancias sólidas que pueden depositarse sobre una superficie metálica y, por lo tanto, protegerla del fácil acceso al oxígeno. Se debe utilizar un rediseño o un cambio en las condiciones mecánicas para superar esta situación.

1.8.1.4. GALVÁNICA

La corrosión ocurre cuando se hace un contacto metálico entre un metal más noble y uno menos noble. Una condición necesaria es que también exista una condición electrolítica entre los metales, de modo que se establezca un circuito cerrado. La relación de área entre cátodo y ánodo es muy importante. Por ejemplo, si el metal catódico más noble tiene un área de superficie grande y el metal menos noble tiene un área relativamente pequeña, una reacción catódica grande debe equilibrarse con una reacción anódica correspondientemente grande concentrada en un área pequeña, lo que da como resultado una reacción anódica más alta.

La corrosión galvánica es uno de los principales problemas prácticos de corrosión del aluminio y las aleaciones de aluminio, ya que el aluminio es termodinámicamente más activo que la mayoría de los otros materiales estructurales comunes y el óxido pasivo, que protege el aluminio, puede descomponerse localmente fácilmente. cuando el potencial aumenta debido al

contacto con un material más noble. Este es particularmente el caso cuando el aluminio y sus aleaciones se exponen en aguas que contienen cloruros u otras especies agresivas.

1.8.1.5. INTERGRANULAR

La corrosión intergranular es el ataque localizado con propagación en la estructura del material sin corrosión importante en otras partes de la superficie. La principal causa de este tipo de corrosión es la presencia de elementos galvánicos debido a diferencias en la concentración de impurezas o elementos de aleación. En la mayoría de los casos, hay una zona de metal menos noble en o en los límites del grano, que actúa como un ánodo, mientras que otras partes de la superficie forman el cátodo. La relación de área entre el cátodo y el ánodo es muy grande y, por lo tanto, la tasa de corrosión puede ser alta.

1.8.1.6. BAJO TENSIÓN

Se debe a la acción conjunta de la corrosión y atracciones mecánicas. Una estructura sometida a tensiones y expuesta a un medio corrosivo, puede iniciar grietas que crezcan a tensiones inferiores al límite elástico del material. En tales condiciones son frecuentes las roturas inesperadas y catastróficas tras un crecimiento estable (e imperceptible) de las grietas (Granados & Tovar, 2018).

1.8.1.7. LÍQUIDO-METAL

Los metales líquidos también pueden causar fallas por corrosión. Los más dañinos son los metales líquidos que penetran en el metal a lo largo de los límites de los granos y causan fallas catastróficas. Los ejemplos incluyen el ataque del mercurio a las aleaciones de aluminio y el ataque de los aceros inoxidable por el zinc o el aluminio fundidos. Un problema bastante común ocurre cuando se sueldan accesorios de acero estructural galvanizado a tuberías o equipos de acero inoxidable. En tales casos, es obligatorio retirar completamente el galvanizado del área que se calentará por encima de 260°C (500°F).

1.8.1.8. EROSIÓN

La corrosión por erosión ocurre cuando hay un movimiento relativo entre un fluido corrosivo y un material metálico sumergido en él. En tal caso, la superficie del material está expuesta a desgaste mecánico, lo que lleva a superficies metálicas limpias, lo que da como resultado un mayor metal activo. Los materiales más sensibles son aquellos normalmente protegidos por capas de óxido pasivo con menor resistencia y adherencia al sustrato, como plomo, cobre, acero y algunas aleaciones de aluminio. La corrosión por erosión ocurre cuando las partículas de desgaste se mueven formando un ángulo con la superficie del sustrato.

1.8.1.9. POR IMPACTO

Este fenómeno a veces se denomina corrosión por erosión o corrosión acelerada por velocidad. Ocurre cuando el daño se acelera por la eliminación mecánica de productos de corrosión (como óxidos) que de otra manera tenderían a sofocar la reacción de corrosión.

1.8.1.10 CAVITACIÓN

La corrosión por cavitación se produce en condiciones de dinámica de fluidos, lo que provoca grandes variaciones de presión debido a las altas velocidades, como suele ser el caso de las turbinas de agua, hélices, rotores de bombas y superficies externas de revestimientos de cilindros húmedos en motores diésel. un patrón que refleja la dirección del flujo, los ataques de cavitación son pozos profundos que crecen perpendicularmente a la superficie. Los hoyos a menudo se localizan cerca unos de otros o crecen juntos en áreas más pequeñas o más grandes, creando una superficie rugosa y esponjosa (Cicek, 2014).

1.8.1.11. POR FRICCIÓN

La corrosión por fricción se produce en la interfaz entre dos componentes que encajan estrechamente cuando se someten a un ligero movimiento relativo repetido. El movimiento relativo puede variar desde menos de un nanómetro hasta varios micrómetros de amplitud. Los

objetos vulnerables son los ajustes, las uniones atornilladas y otros conjuntos en los que la interfaz está sometida a carga.

1.8.2. FACTORES QUE INFLUYEN EN LA CORROSIÓN

1.8.2.1. PH

La velocidad de corrosión de la mayoría de los metales se ve afectada por el principalmente por pH de las soluciones (Perry, 1997). La relación tiende a seguir uno de tres patrones generales:

1. Como se muestra en de acuerdo a la figura 27, los metales solubles en ácido como el hierro tienen una relación. Donde el rango de pH medio (4 a 10), se puede apreciar que la tasa de corrosión es controlada por la velocidad de transporte de oxidante (generalmente O_2 disuelto) a la superficie metálica. A muy alta temperatura, en casos como los que se encuentran en las calderas, la velocidad de corrosión aumenta con el aumento de la basicidad, como lo muestra la línea discontinua.

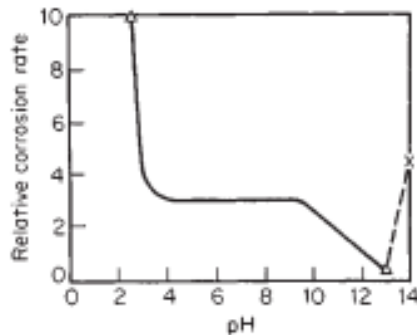


Figura 27. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 1. Fuente: (Perry, 1997).

2. Por otro lado, para aquellos metales anfóteros tales como el aluminio y el zinc tienen una relación como se muestra en la figura 28. generalmente estos metales se disuelven rápidamente en soluciones ácidas o básicas.

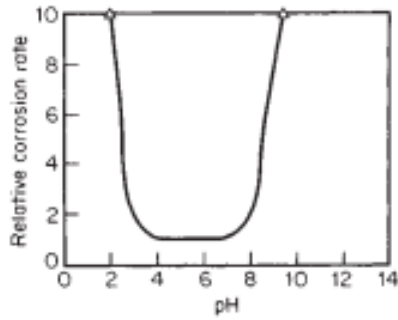


Figura 28. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 2. Fuente: (Perry, 1997).

- Y, por último, los metales nobles, como el oro y el platino, estos no se ven afectados apreciablemente por el pH, como se muestra en la figura 29.

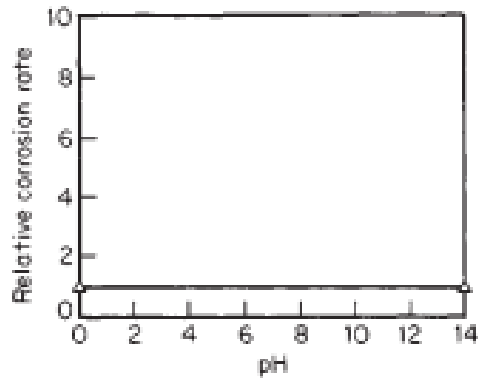


Figura 29. Efecto del pH sobre la velocidad de corrosión, Caso 1. Fuente: (Perry, 1997)

1.8.2.2. AGENTES OXIDANTES

Debido a las altas tasas de corrosión que suelen acompañar al desprendimiento de hidrógeno, los metales rara vez se utilizan en soluciones a partir de las cuales desprenden hidrógeno a una velocidad apreciable. Como resultado, la mayor parte de la corrosión observada en la práctica ocurre en condiciones en las que la oxidación del hidrógeno para formar agua es una parte necesaria del proceso de corrosión. Por esta razón, los agentes oxidantes son a menudo potentes aceleradores de la corrosión y, en muchos casos, el poder oxidante de una solución es su propiedad individual más importante en lo que respecta a la corrosión (Perry, 1997).

Los agentes oxidantes que aceleran la corrosión de algunos materiales también pueden retardar la corrosión de otros a través de la formación en su superficie de óxidos o capas de oxígeno adsorbido que los hacen más resistente al ataque químico. Esta propiedad del cromo es responsable de las principales características de resistencia a la corrosión de los aceros inoxidable. De ello se deduce, entonces, que las sustancias oxidantes, como el aire disuelto, pueden acelerar la corrosión de una clase de materiales y retardar la corrosión de otra clase.

1.8.2.3. TEMPERATURA

La tasa de corrosión tiende a aumentar con el aumento de temperatura. La temperatura también tiene un efecto secundario a través de su influencia sobre la solubilidad del aire (oxígeno), que es la sustancia oxidante más común que influye en la corrosión. Además, la temperatura tiene efectos específicos cuando un cambio de temperatura provoca cambios de fase que introducen una segunda fase corrosiva. Principalmente este efecto se puede apreciar en los sistemas de condensación y sistemas que involucran compuestos orgánicos saturados con agua (Perry, 1997).

1.8.2.4. VELOCIDAD

Un aumento en la velocidad de movimiento relativo entre una solución corrosiva y una superficie metálica tiende con frecuencia a acelerar la corrosión. Este efecto se debe a la mayor velocidad a la que los productos químicos corrosivos, incluidas las sustancias oxidantes (aire), se llevan a la superficie corroída y a la mayor velocidad a la que se llevan los productos de corrosión, que de otro modo podrían acumularse y sofocar la corrosión. Cuanto mayor sea la velocidad, más delgadas serán las películas en las que deben penetrar las sustancias corrosivas y a través de las cuales deben difundirse los productos solubles de la corrosión.

Siempre que la resistencia a la corrosión resulte de la acumulación de capas de productos de corrosión insolubles en la superficie metálica, el efecto de la alta velocidad puede ser para prevenir su formación normal o para eliminarlos después de que se hayan formado (Perry, 1997). Esto ocurre con frecuencia en tubos de diámetro pequeño o tuberías a través de las cuales pueden circular líquidos corrosivos a altas velocidades (por ejemplo, tubos de condensador y evaporador), en las proximidades de curvas en tuberías y en hélices, agitadores y bombas centrífugas. Efectos similares se asocian con la cavitación y la corrosión por impacto.

1.8.2.5. OTROS EFECTOS

Arroyo concentración puede tener efectos importantes sobre las tasas de corrosión. Desafortunadamente, las tasas de corrosión rara vez son lineales con concentraciones en amplios rangos. En equipos como columnas de destilación, reactores y evaporadores, la concentración puede cambiar continuamente, lo que dificulta la predicción de las velocidades de corrosión. La concentración es importante durante el cierre de la planta; La presencia de humedad que se acumula durante el enfriamiento puede convertir los productos químicos inocuos en corrosivos peligrosos (Perry, 1997).

En cuanto al efecto del tiempo, no existe una ley universal que gobierne la reacción de todos los metales. Algunas velocidades de corrosión permanecen constantes con el tiempo en amplios rangos, otras se ralentizan con el tiempo y algunas aleaciones tienen velocidades de corrosión aumentadas con respecto al tiempo. Pueden desarrollarse situaciones en las que la velocidad de corrosión sigue una combinación de estos caminos. Por lo tanto, la extrapolación de los datos de corrosión y las tasas de corrosión deben realizarse con la mayor precaución. Las impurezas en un corrosivo pueden ser buenas o malas desde el punto de vista de la corrosión. Una impureza en una corriente puede actuar como inhibidor y, de hecho, retardar la corrosión. Sin embargo, si esta impureza se elimina mediante algún cambio o mejora del proceso, puede producirse un marcado aumento en las tasas de corrosión. Otras impurezas, por supuesto, pueden tener efectos muy perjudiciales sobre los materiales. El ion cloruro es un buen ejemplo; pequeñas cantidades de cloruros en una corriente de proceso pueden romper la película de óxido pasivo de los aceros inoxidable. Los efectos de las impurezas son variados y complejos. Uno debe ser consciente de lo que son, cuánto está presente y de dónde provienen antes de intentar recomendar un material de construcción en particular.

1.8.3. SISTEMA CORROSIVO

Generalmente, medios corrosivos más frecuentemente que se pueden encontrar son la atmósfera, aguas naturales, suelo y productos químicos. En menor escala se tiene alimentos, sustancias fundidas, solventes orgánicos, maderas y plásticos.

Un sistema corrosivo es una sustancia que puede destruir o dañar irreversiblemente otra superficie o sustancia con la cual entra en contacto. Los principales peligros para las personas

incluyen daño a los ojos, la piel y el tejido debajo de la piel; la inhalación o ingestión de una sustancia corrosiva puede dañar las vías respiratorias y conductos gastrointestinales. Así mismo, la quemadura a menudo puede conducir a vómitos y fuertes dolores de estómago. La exposición a la misma es denominada quemadura química.

Las sustancias corrosivas poseen un pH extremo, esto es, sumamente ácido o básico, si bien pueden ser también sustancias altamente oxidantes o de otra naturaleza. En contacto con la materia orgánica, los ácidos catalizan la hidrólisis de líquidos o la desnaturalización de proteínas, que genera energía calórica y cuyo efecto conjunto conlleva a la destrucción irreparable del tejido. Las bases, en cambio, desecan la materia orgánica de forma extrema.

1.8.3.1. TIPOS DE SUSTANCIAS CORROSIVAS

Corrosivos clase a):

A este tipo de clase se les conoce como sustancias muy corrosivas, este grupo pertenecen las sustancias que provocan una necrosis perceptible del tejido cutáneo en el lugar de aplicación, al aplicarse sobre la piel intacta de un animal por un período de tiempo de tres minutos como mínimo.

Corrosivos clase b):

A esta clase le relaciona con las sustancias que corrosivas por lo general pertenecen a este grupo las sustancias que provocan una necrosis perceptible del tejido cutáneo en el lugar de aplicación, al aplicarse sobre la piel intacta de un animal por un período de tiempo comprendido entre tres minutos como mínimo y sesenta minutos como máximo.

Corrosivos clase c):

Esta clase, por el contrario de las otras sustancias, estas presentan un grado menor de corrosividad. Y las sustancias que pertenecen a este grupo son las que provocan una necrosis perceptible del tejido cutáneo en el lugar de aplicación, al aplicarse sobre la piel intacta de un animal por un período de tiempo a partir de una hora y hasta cuatro horas como máximo. También pertenecen a la clase c) los productos que no son peligrosos para los tejidos

epiteliales, pero que son corrosivos a una velocidad superior a 6.25mm/año a una temperatura de 55 °C, cuando se aplica a una superficie de dichos materiales.

1.8.3.2. SISTEMA NO CORROSIVO

Un sistema no corrosivo, se refiere a un sistema en donde los fluidos principalmente no son altamente corrosivos o no provocan una corrosión totalmente degradante en el medio por el cual fluye, o se lleva a cabo su almacenamiento. Por lo general las sustancias que son menos corrosivas son las orgánicas, principalmente los alcoholes que son sustancias orgánicas ligeras, aunque también es relativamente común saber que la sustancia más común utilizada por no ser tan corrosiva es el agua, empleada incluso para el diseño de algunos equipos; ya que por ser la sustancia menos peligrosa se puede manipular sin correr riesgo de tener algún problema mayor.

El costo de los materiales que se usan para el diseño de las tuberías o equipos de proceso donde fluirán o se transformarán los fluidos no corrosivos no son altos en comparación a los que se usan para los equipos que se usan en sistemas corrosivos; en este caso el acero al carbón es uno de los más empleados para este tipo de equipos, es importante mencionar que los sistemas no corrosivos no corren un alto de riesgo de sufrir problemas de corrosión a corto plazo, sin embargo que las sustancias no sean corrosivas no significa que aun largo plazo se tengan pequeños detalles de corrosión por algunas propiedades químicas que contengan los fluidos.

1.8.4. MATERIALES DE DISEÑO PARA FLUIDOS CORROSIVOS

1.8.4.1. ACEROS INOXIDABLES

Los aceros inoxidable son aleaciones base hierro que contienen, como mínimo, un 12 % de cromo, bajo contenido en carbono y porcentajes variables de níquel, molibdeno, titanio, vanadio, etc.



*Figura 30. Tuberías de acero inoxidable
Fuente: Internet*

En el diagrama hierro-carbono (figura 31) se aprecia la existencia de distintas fases. Conviene destacar la fase alfa (a) ferrita, hierro de estructura cúbica centrada en el cuerpo, que solubiliza muy poco carbono, y la fase

El acero inoxidable se puede conformar, fundamentalmente, por Moldeo y por Hechurado. En caliente y en frío. Existe un porcentaje mínimo de piezas de acero inoxidable fabricadas por pulvimetalurgia. En calderería se utiliza la soldadura para manufacturar gran cantidad de piezas (Solà, 1990).

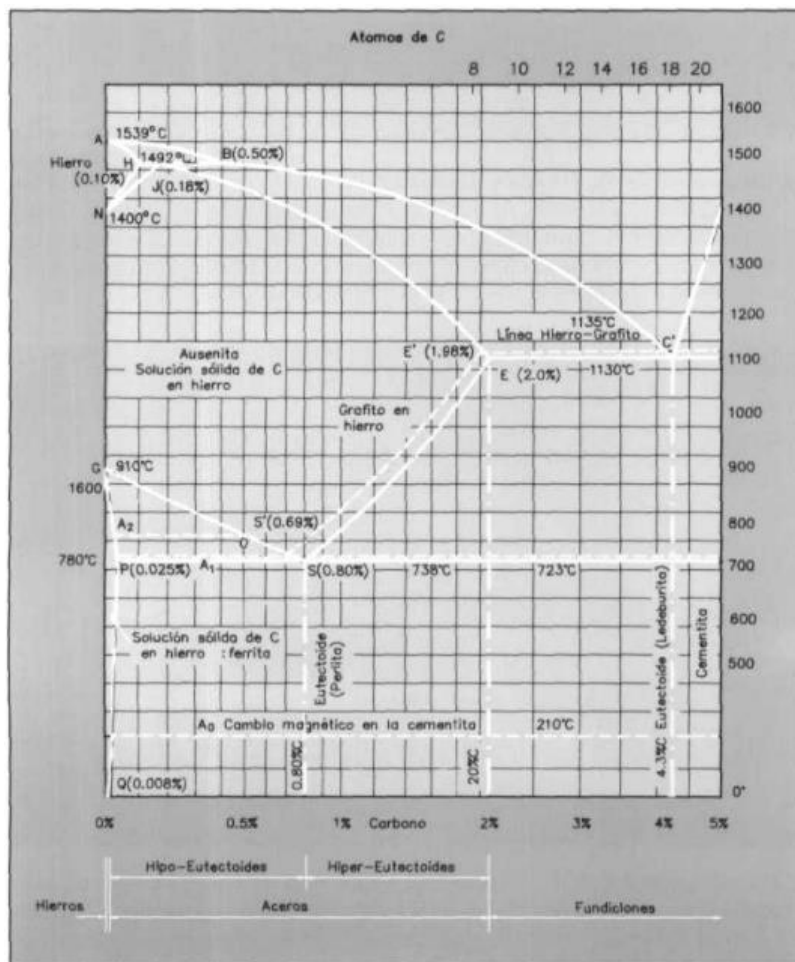


Figura 31. Diagrama de fases del sistema hierro- carbono. Fuente: (Solà, 1990).

1.8.4.1.1. TIPOS DE ACEROS INOXIDABLES

Comercialmente, es frecuente clasificar a los aceros inoxidable en cuatro grupos principales, que se encuentran en el mercado en formas moldeadas y forjadas.

Aceros inoxidable al cromo martensíticos, son aleaciones de hierro y cromo con un 12 %al 18% de este último elemento, y en los que la adición de níquel u otros elementos no influye apreciablemente en las propiedades corrosivas de la aleación (Solà, 1990). Estas aleaciones responden al tratamiento térmico de manera semejante a la mayoría de los aceros especiales de aleación baja, y por un tratamiento térmico conveniente adquieren una amplia gama de propiedades mecánicas, debido a la formación de martensita y a la posibilidad de revenirla. Este tipo de aceros se emplea para cuchillería y en otras aplicaciones en las que el medio no es muy severo. Los tipos de cuchillería y los resistentes al desgaste tienen carbono para formar un exceso de partículas de carburo.

1.8.4.1.2. ACEROS INOXIDABLES FERRÍTICOS

Los aceros inoxidable ferríticos contienen de un 14 a un 30 % de cromo y, en oposición a los martensíticos, no son virtualmente endurecibles. Los aceros comprendidos en este grupo se endurecen en pequeño grado, y en la condición recocida desarrollan su máxima plasticidad, ductilidad y resistencia a la corrosión y a la oxidación.

1.8.4.1.3. ACEROS INOXIDABLES AUSTENÍTICOS

Los aceros inoxidable austeníticos, además del cromo, está el níquel como elemento importante, contienen de un 16 a un 25 % de cromo y de un 6 a un 22 % de níquel; estos tipos de aceros no se pueden endurecer por tratamiento térmico, ya que la austenita no se transforma en martensita. En la condición recocida no son magnéticos, y poseen una buena combinación de resistencia a tracción y de ductilidad. Se pueden trabajar en frío, adquiriendo así una amplia zona de propiedades mecánicas, y en esta condición pueden hacerse magnéticos.

1.8.4.1.4. ACEROS INOXIDABLES DE ENDURECIMIENTO ESTRUCTURAL

Los aceros inoxidable de endurecimiento estructural son modificaciones de los austeníticos, pues contienen menos níquel que aquéllos y cantidades variables de aluminio, molibdeno y cobre. Son susceptibles de endurecimiento estructural mediante hipertemple y envejecimiento.

1.8.4.1.5. AUSTENÍTICOS

Los austeníticos son los tipos de aceros inoxidable más empleados, ya que tienen una gran resistencia a la corrosión y al calor, debido a sus propiedades mecánicas puesto que son convenientes y su soldabilidad satisfactoria si están estabilizados con el titanio o niobio.

Propiedades:

- Presentan una excelente hechurabilidad.
- Se endurecen por trabajo en frío, pero no por tratamiento térmico.
- En estado recocido son no magnéticos, aunque por deformación en frío pueden adquirir algo de magnetismo.

Esta combinación de propiedades les hace extraordinariamente importantes como materiales de ingeniería. El acero más importante del grupo de los austeníticos es el acero con poco carbono y 18 % de cromo y 8 % de níquel, conocido como «18-8».

1.8.4.1.6. FERRÍTICOS

Los aceros inoxidable ferríticos son, esencialmente, aleaciones de hierro-cromo (del 11 al 30 % en cromo) y carbono, ocasionalmente con leve aporte de otros elementos, como el molibdeno, que puede llegar al 4, %, y que carecen de puntos de transformación ferrita-austenita. Su microestructura es, por ello, ferrítica, aunque en tal fase puedan encontrarse carburos precipitados. La ausencia de puntos de transformación acarrea la imposibilidad práctica de mejorar las características mecánicas mediante tratamientos térmicos.

Características

- Pueden potenciarse, aunque ligeramente, practicando en estos aceros trabajos de deformación en frío (trefilado, laminación, etc.)
- Son capaces de producir "acritud".
- Ofrecen gran resistencia a la corrosión bajo tensiones, en medio de cloruros.
- Son magnéticos y presentan buena ductilidad.

1.8.4.1.7. DÚPLEX

Los aceros inoxidable dúplex son una mezcla de austeníticos y ferríticos. Su resistencia a la corrosión bajo tensiones, en medio de cloruros, también es intermedia entre la de los austeníticos y la de los ferríticos y decrece conforme aumenta la acritud del acero por hechurado en frío. La tenacidad de estos aceros es superior a la de los aceros ferríticos, pero la resistencia a la corrosión por aireación diferencial es inferior a la de los otros dos tipos de aceros inoxidables.

1.8.4.2. ALUMINIO



*Figura 32. Tubos de aluminio.
Fuente: Internet*

El aluminio es un metal caracterizado por su poco peso, aceptable resistencia a la corrosión, conductividad elevada (tanto térmica como eléctrica), y una gran reflectividad de la energía radiante, desde el ultravioleta hasta el infrarrojo, alcanzando el 97 % para una longitud de onda de 2 μm .

La resistencia del aluminio a la corrosión, en distintos medios, se debe a una película delgada de óxido natural, firmemente adherida, que protege a la superficie de una nueva corrosión, si bien en muchos casos se requiere una mayor resistencia; esto se consigue ensanchando artificialmente la película de óxido por un procedimiento electrolítico: tratamiento anódico (anodizado), y posterior colmatado por inmersión en agua caliente. La figura 59 es un esquema ilustrativo del aluminio anodizado y colmatado y la figura 60 corresponde a una microestructura de esta capa protectora.

El aluminio en comparación con el hierro y el cobre, este no se disuelve bien en los otros metales. Por lo que, los elementos de aleación, y aun las impurezas, no se disuelven en la fase alfa, sino que forman por sí mismos fases aisladas. Una limitación de la resistencia a la corrosión del aluminio es el pequeño intervalo de pasivación que presenta el diagrama de Pourbaix de este metal al variar el pH. Este fenómeno se debe al carácter anfótero (solubilidad en medio ácido y en medio básico) del trióxido de dialuminio.

1.8.4.2.1. ALEACIONES DE ALUMINIO

1.8.4.2.1.1 ALEACIONES PARA MOLDEO

Las aleaciones de aluminio fundidas poseen características fundamentales como:

- Tendencia a absorber hidrógeno, y la liberación de este gas, durante la solidificación en el molde,
- Formar pequeñísimas oquedades diseminadas en la masa del metal y es la
- Causar el defecto conocido como porosidad gaseosa
- Otra característica de las aleaciones de aluminio, en relación con la fusión y moldeo, es la
- Facilidad con que reaccionan con el oxígeno, para formar óxidos y espumas.

Las dos aleaciones binarias de moldeo más importantes contienen un cobre y otro silicio. La adición de cobre al aluminio aumenta la colabilidad y también la resistencia a tracción, a expensas de la ductilidad. Las aleaciones de aluminio-cobre se forman, a 547 °C, un eutéctico que contiene un 33 % de cobre, y está integrado por la fase aluminio alfa y una fase tetragonal centrada con un 52,5 % de cobre: es el compuesto CuAl_2 (Solà, 1990).

Las aleaciones de moldeo nunca contienen más de un 14 % de cobre por ser muy frágiles. Se tiende a sustituir estas aleaciones por las que contienen un 3,5 ÷ 4,5 % de cobre con algo de silicio. Las aleaciones de aluminio y silicio cada día se emplean más por sus magníficas propiedades de moldeo, resistencia a la corrosión, inclusive del agua del mar, y facilidad de soldadura. El aluminio y el silicio forman un sencillo diagrama eutéctico, sin fases intermedias y con una pequeña zona de solubilidad en estado sólido.

1.8.4.3. TITANIO

El titanio es un metal que se pasiva y es resistente a la corrosión ambiental y a su vez, el titanio se ha vuelto cada vez más importante como material de construcción. La



Figura 33. Tubos de Titanio. Fuente: Internet

resistencia a la corrosión del titanio es notable en medios que contengan niveles elevados de cloruros, por lo general su resistencia a la corrosión es muy superior en medios oxidantes y reductores suaves. Además, el titanio tiene una densidad de 4.5 y el módulo de elasticidad de $11 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$. En el caso del titanio muy puro este posee una resistencia a la tracción de $10,5 \text{ kg/mm}^2$ y un 50 % de alargamiento; no obstante, el titanio de calidad comercial tiene una máxima resistencia a la tracción de 50 kg/mm^2 , casi cinco veces superior a la del material puro.

El titanio es ligero, dúctil y resistente a la corrosión. La resistencia del titanio a la corrosión en un medio particular depende de su aptitud para mantener su pasividad. De acuerdo a (Perry, 1997), al usar titanio, este es resistente al ácido nítrico en todas las concentraciones excepto con el nítrico rojo humeante. El metal también resiste el cloruro férrico, el cloruro cúprico y otras soluciones calientes de cloruro. Se ha observado que el estado pasivo del titanio cambia al estado activo en ácido sulfúrico de un 0,5 % de concentración, a $40 \text{ }^\circ\text{C}$, y en ácido clorhídrico, del 3,5 %, a $400 \text{ }^\circ\text{C}$. El sulfato de cobre y el sulfato de níquel disminuyen la velocidad de corrosión en ácido sulfúrico, a $40 \text{ }^\circ\text{C}$ prácticamente la anulan.

La resistencia a la tracción del titanio varía con el contenido de impurezas (nitrógeno, oxígeno y carbono) en posición intersticial. Estos mismos elementos modifican la ductilidad del titanio. Las aleaciones base titanio comercialmente disponibles poseen una resistencia a la tracción hasta de 105 kg/mm^2 y parece que se han preparado aleaciones con 140 kg/mm^2 y 10 % de alargamiento.

Características de las aleaciones del titanio

- Al alearse con otros elementos se modifica su diagrama de equilibrio y aumenta su resistencia mecánica, pero disminuye su resistencia a la corrosión
- El titanio comercial se puede trabajar satisfactoriamente en caliente y en frío.
- La forja y la extrusión se pueden realizar a temperaturas entre 800 y $1.000 \text{ }^\circ\text{C}$.
- A temperatura inferior, la penetración de la película de óxido es pequeña, y el consiguiente aumento de dureza, aunque apreciable, se puede aceptar.

Es preferible mejorar la resistencia mecánica formando una aleación por trabajo en frío, aunque todos los tipos de aleaciones de titanio responden bien al endurecimiento por trabajo en frío, el cual disminuye en mayor grado la ductilidad.

1.8.4.3.1. ALEACIONES DE TITANIO

El titanio se puede alea con carbono, oxígeno y nitrógeno, cuyos átomos son lo suficientemente pequeños para situarse en los intersticios de su retículo; y con los metales cuyos tamaños atómicos son comparables al suyo pueden sustituirse unos átomos por otros en el retículo, modificando las propiedades. Los elementos de aleación del tipo sustitucional utilizados para producir aleaciones se pueden dividir en cuatro clases:

- 1) Aleaciones alfa. Los que son completamente solubles en titanio alfa y beta, de los cuales el caso más importante es el circonio.
- 2) Los que son solubles en todas las proporciones en la forma beta, pero tienen una limitada solubilidad en la alfa: así se comportan el molibdeno y el niobio.
- 3) Los que poseen una limitada solubilidad en la beta y la alfa, si bien es mayor en la beta: como por ejemplo el cromo, el hierro, el manganeso y el vanadio.
- 4) Los que tienen una limitada solubilidad en las fases beta y alfa, pero es mayor en la alfa: caso notable es el del aluminio.

1.8.4.4. NÍQUEL

El níquel es un metal blanco, maleable, dúctil, tenaz y magnético. Apenas se altera con los álcalis, con la humedad ambiental y con los ácidos, excepto con el nítrico, que lo ataca. El níquel y las aleaciones de base níquel ofrecen buena resistencia a la oxidación y se puede emplear casi indefinidamente, hasta unos 850 °C. El níquel se oxida más fácilmente que el cromo y que las aleaciones níquel-cromo, pero en presencia de gas reductor, si se alteran las condiciones oxidantes y reductoras, el ataque del metal se acelera bastante (Solà, 1990).



*Figura 34. Tubos de Níquel.
Fuente: Internet*

1.8.4.4.1. NÍQUEL COMERCIALMENTE PURO

Los elementos químicos que con mayor intensidad modifican la resistencia a la corrosión del níquel comercialmente puro son el azufre y el carbono. El níquel comercialmente puro suele contener un 99,99 % de este metal. El azufre lo fragiliza considerablemente. En contacto con gases que contengan azufre, éste penetra a lo largo de los límites de los granos de níquel o sus aleaciones y los hace frágiles en cuanto se alcanza la temperatura de 600 °C. La presencia de cromo, de manganeso y de hierro se opone a esta acción. Por este motivo, el "níquel D" (4,5 % Mn) resiste estas condiciones.

El carbono contenido en el níquel es susceptible de grafitizarse, lo cual disminuye la ductilidad y la resistencia a la corrosión de este metal. Por este motivo si bien el incremento del porcentaje en carbono del níquel aumenta su dureza, también disminuye su resistencia a la corrosión. El níquel comercialmente puro experimenta corrosión bajo tensiones al estar expuesto en álcalis cáusticos concentrados, como la lejía de sosa del 90 %, a temperaturas comprendidas entre 300 y 400 °C.

1.8.4.4.2. ALEACIONES

Metal monel

El metal monel es una aleación monofásica níquel-cobre:

- Tiene mayor tenacidad y dureza, modificables por tratamiento térmico, que el níquel comercial.
- Su resistencia a la corrosión es verdaderamente elevada frente a los ácidos sulfúricos y fluorhídrico y frente a la sal.
- Se utiliza para fabricar recipientes para sales fundidas y en piezas que están en contacto con ambientes marinos.
- Es más resistente al ataque del ácido clorhídrico diluido, que se forma en los compuestos orgánicos empleados como disolventes, que el níquel comercialmente puro.

En sales de mercurio estas aleaciones:

- Pueden experimentar corrosión bajo tensiones. Las sales de mercurio,

- En presencia de cobre, desplazan el equilibrio hacia la precipitación del mercurio y la disolución de las zonas más tensionadas del cobre.
- Se produce amalgama de cobre en los límites de grano de este metal y queda fragilizado.

El monel 400

Este tipo de monel es un tipo:

- Aleación de níquel-cobre de gran resistencia mecánica, soldable y resistente a la corrosión por agua de mar, ácidos sulfúrico, clorhídrico y fosfórico, etc.
- Muestra un excelente comportamiento en aplicaciones en contacto con álcalis cáusticos.
- Conserva su resistencia mecánica y tenacidad en servicio en temperaturas hasta 450 °C.
- Se usa en válvulas y bombas, ejes para bombas y hélices, accesorios y elementos de sujeción para servicios marinos, instalaciones de decapado, equipos para procesos y sistemas de tuberías, calentadores de agua de calderas y otros cambiadores de calor.

El monel K-500

- Es una aleación endurecible por envejecimiento que une la resistencia a la corrosión de la aleación monel 400 con mayor resistencia mecánica y dureza.
- Pueden conseguirse por deformación en frío antes del endurecimiento por precipitación.
- Conserva su resistencia mecánica hasta unos 650 °C
- Es resistente y dúctil hasta temperaturas de sólo 250 °C.
- Tiene una baja permeabilidad magnética hasta 130 °C.
- Se utiliza para ejes e impulsores de bombas, cuchillas y rascadores, aros para perforación de pozos de petróleo, muelles y accesorios para válvulas.

Aleaciones Ni-Cr-Fe

- El Inconel 600 y el Incoloy 800 se utilizan por su elevada resistencia a la corrosión y por su tenacidad a elevadas temperaturas.
- A temperatura ambiente tienen una gran resistencia a la corrosión bajo tensiones en medio de cloruros.

Inconel 626

- Es una aleación con bajo contenido de carbono y alto de molibdeno con alta resistencia mecánica entre temperaturas criogénicas y 1.100°C, y con resistencia a la fatiga.
- Resiste a muchos medios corrosivos.
- Es inmune al agrietamiento por corrosión en presencia del ion cloruro.
- Tiene excelente resistencia a la corrosión por aireación diferencial y a las picaduras por ion cloruro.

El Incoloy está especialmente desarrollado para uso en medios muy agresivos.

- Con bajo contenido de carbono, resiste los ácidos oxidantes y reductores
- Tiene una excepcional resistencia al agrietamiento por corrosión bajo tensiones en presencia del ion cloruro.
- También resiste el ataque de picaduras y al ataque intergranular cuando se calienta hasta la temperatura crítica de sensibilización.
- Posee una resistencia a la corrosión por soluciones de ácidos sulfúrico, fosfórico y agua del mar.
- Entre sus aplicaciones típicas se incluyen evaporadores para ácido fosfórico, plantas y equipos de decapado, equipos para procesos químicos, plantas y equipos de decapado, etc.

Aleaciones Ni-Mo

La aleación Inconel B-2 es una aleación níquel-molibdeno con bajo contenido de carbono, especialmente adecuada para servicio en contacto con ácido clorhídrico caliente, ácido sulfúrico concentrado caliente y otros medios no oxidantes severos. Es muy resistente al

agrietamiento por corrosión bajo tensiones en contacto con soluciones calientes de cloruros y alcalinas.

Aleaciones Ni-Cr-Mo

- Presenta una excepcional resistencia a una extensa gama de medios corrosivos severos, incluidos ácidos calientes y medios oxidantes que contengan cloruros y cloro.
- Es muy resistente al agrietamiento por corrosión bajo tensiones en contacto con soluciones calientes de cloruros y alcalinas y a la corrosión por picaduras y en hendiduras.
- Las aleaciones níquel-cromo-molibdeno, como los hastelloys, tienen gran resistencia a la corrosión a elevadas temperaturas y a temperatura ambiente, en medios de cloruros dificultan la aparición de picaduras.
- A temperatura ambiente resisten la mayoría de las disoluciones acuosas con agentes agresivos.

2. DESARROLLO DEL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

2.1. SELECCIÓN DE LOS FLUIDOS

La finalidad de este proyecto es el diseño termodinámico y mecánico de un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, y como se mencionó la parte de los fundamentos teóricos los sistemas corrosivos son aquellos que pueden destruir o dañar irreversiblemente otra superficie y por ende poseen un pH extremo, en cualquier caso, pueden ser ácido o básico. Por ello para la selección de los fluidos para el diseño de nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza, se obtendrán de la tabla siguiente tomando en consideración el pH de las sustancias.

LIQUIDO	pH	LIQUIDO	pH
Acetato de Butilo	7.5	<i>Bromo</i>	6
Acetato de Vinilo	4 a 5	<i>Ciclohexanol</i>	6.5
Acetona 100%	2,5	<i>Cloruro de Etilo</i>	4.0 - 4.5
Acetaldehído	5	<i>Cloruro de Sulfurillo</i>	Fuertemente ácido
Agua	7	<i>Cresol, meta</i>	1.2 - 2.8
Ácido Acético 100%	2,4	<i>Diclorometano</i>	7
Acido Butírico	5-6	<i>Difenilo</i>	5.5
Ácido Clorosulfónico	<-1 (no diluido)	<i>Etilenglicol</i>	6.5- 7.0
Acido Fórmico	2,2	<i>Fenol</i>	4,8 – 6,0
Ácido Isobutírico	2,3	<i>Formiato de etilo</i>	4
Ácido Nítrico 95%	1,0 (solución acuosa 0,1M)	<i>Freon 11</i>	Neutro
Ácido Nítrico 60%	< 1	<i>Freon 12</i>	Neutro
Acido Propiónico	2.5	<i>Glicerina 100%</i>	5
Ácido Sulfúrico 98%	0.3 (solución acuosa 0,1 N)	<i>Glicerina 50%</i>	Neutro
Ácido Sulfúrico 60%	0.3 (solución acuosa 0,1N)	<i>Hexano</i>	7
Alcohol Amílico	7	<i>Hidróxido de Sodio 50%</i>	14
Alcohol Butílico	7	<i>Mercurio</i>	5-7
Alcohol Etilico 100%	7,33	<i>Metanol 100%</i>	7

Alcohol Etílico 95%	5,5 – 8	<i>Metanol 90%</i>	7
Alcohol Etílico 40%	5,5 – 8	<i>Metanol 40%</i>	7
Ácido Clorhídrico 31.5%	< 1	<i>Nitrobenceno</i>	8.1
Alcohol Isobutílico	7	<i>Oxalato de Dimetilo</i>	1
Alcohol Isopropílico	6-8	<i>Tetracloruro de Carbono</i>	7 a 9
Alcohol Propílico	7	<i>Tricloruro de Fósforo</i>	1
Amoniaco 100%	11		
Amoniaco 26 %	8,5		
Anhidrido Acético	3		
Benceno	5,3		

Tabla 1. pH de las sustancias a seleccionar. Fuente: elaboración propia.

Observando la tabla 1, se llegó a la conclusión de elegir como fluidos para el diseño, el ácido nítrico al 60% y el ácido sulfúrico al 98%, debido a que su pH es inferior de 1, por lo que se consideraría una solución con un pH extremo a pesar de ser soluciones diluidas.

2.1.1. DESCRIPCIÓN DE LOS FLUIDOS SELECCIONADOS

2.1.1.1. ACIDO SULFURICO

En su forma pura, el Ácido Sulfúrico es un líquido aceitoso, sin color y sin olor. Es muy corrosivo. En su forma comercial está usualmente impuro y su coloración es pardusca. El ácido sulfúrico es el principal ácido inorgánico y reactivo de la industria química gracias a su abundancia y bajo valor. No obstante, sus propiedades corrosivas condicionan significadamente su producción manejo y consumo (SIERRA, 2013).

El ácido sulfúrico es uno de los productos químicos más empleado por la industria química básica, con una producción mundial de aproximadamente 250 millones de toneladas anuales y una estimación de 285 millones de toneladas para 2020 (Couceyro, 2019). El ácido sulfúrico es

un líquido aceitoso gris claro o incoloro, altamente corrosivo y miscible con agua en todas las proporciones, dando como resultado la liberación de calor (CHEMTRADE, 2014).

El Ácido Sulfúrico puede formar soluciones con el agua en cualquier proporción. Las soluciones acuosas de Ácido Sulfúrico se nombran de acuerdo con el porcentaje en peso de Acido en la solución; el Ácido Sulfúrico concentrado es entonces H₂SO₄ 100%, que se conoce como anhidro o como monohidrato de trióxido de Azufre. Al introducir trióxido de Azufre sobre Ácido Sulfúrico concentrado se genera óleum, que por lo general se comercializa en soluciones de 10 a 70% de contenido de trióxido de Azufre y que se conocen también como Ácido Sulfúrico fumante.

El ácido sulfúrico ha sido de mucha importancia en la industria a lo largo del tiempo, ya que forma parte de forma directa e indirecta de muchos procesos como en la manufactura de azúcar, fertilizantes superfosfatos, sales sulfatadas, celofán, rayón, detergentes, ácido clorhídrico, ácido nítrico, tintes, pigmentos, explosivos, refinación de petróleo, en el almacenaje de baterías, en el tratamiento de agua industrial, y en el blanqueado de minerales.

PROPIEDAD	VALOR
Peso Molecular (g/mol)	98,08
Estado fisico	Líquido
Punto de Ebullición (°C) (760 mmHg)	290; 100% 310-335; 98%
Punto de Fusión (°C)	10,4-10,5; 100% 3; 98% -64; 65%
Presión de Vapor (mmHg)	< 0,001; 20 °C 1; 146 °C
Gravedad Especifica (Agua = 1)	1,841; 100%
Densidad del Vapor (Aire = 1)	3,4
Velocidad de Evaporación (Acetato de Butilo = 1)	No Encontrado
Solubilidad en Agua (g/ml)	Libremente
Límites de Inflamabilidad (% vol)	No Aplica
Temperatura de Auto ignición (°C)	No aplica
Punto de Inflamación (°C)	No Aplica
pH	0,3; Solución 1 N 1,2; Solución 0,1 N 2,1; Solución 0,01 N

Tabla 2. Propiedades físicas del ácido sulfúrico.

2.1.2.2. ACIDO NITRICO

El Ácido Nítrico es un ácido fuerte, corrosivo y de vapores sofocantes; su forma común en la naturaleza corresponde a sales del tipo $(X(NO_3)_n)$ y no a su forma ácida debido a la alta reactividad que exhibe frente a muchas sustancias. El ácido nítrico se presenta como un líquido transparente al encontrarse en estado puro y a medida que presenta mayor cantidad de impurezas su color se torna amarillento, en algunos casos puede llegar a tomar coloraciones rojizas si contiene suficiente cantidad de Dióxido de Nitrógeno disuelto. Es uno de los oxiácidos más comunes del nitrógeno y en solución acuosa se presenta como un fuerte oxidante, el cual ataca a todos los metales exceptuando al platino y al oro (Madrid, 2019).

El Ácido Nítrico es completamente soluble en el agua formando un azeótropo a 69,2% de contenido de ácido y se descompone por el calentamiento formando agua, oxígeno y Dióxido de Nitrógeno; este comportamiento hace difícil la determinación de muchas de sus propiedades a temperaturas arriba de los 50 °C. Se descompone también en presencia de alcoholes (Becerra & Celeron, 2017).

Los usos del ácido nítrico son variados donde la concentración del Ácido Nítrico utilizado generalmente está entre 50-70% en peso (Madrid, 2019), se emplea en la preparación de explosivos, fertilizantes, colorantes y productos farmacéuticos. Puede emplearse también en la industria metalúrgica y para el procesamiento de combustibles nucleares no consumidos

PROPIEDAD	VALOR
Peso Molecular (g/mol)	63,0
Estado físico	Líquido
Punto de Ebullición (°C) (760 mmHg)	83-87; 100% 121,8; 69,2% en agua 60; fumante rojo
Punto de Fusión (°C)	-41,6; 100% -41; 69,2% en agua -52; fumante rojo

Presión de Vapor (mmHg)	62; 100% 42; 69,2% en agua 103; fumante rojo
Densidad del Vapor (Aire = 1)	2-3; a ebullición de ácido nítrico puro
Gravedad Específica (Agua = 1)	1,50; 100% 1,41; 69,2% en agua 1,55; fumante rojo
pH	1,0; solución acuosa 0,1M
Solubilidad en agua; g/100	Soluble en toda proporción
Límites de Inflamabilidad	No Inflamable
Temperatura de Auto Ignición	No Reportado
Punto de Inflamación	No Reportado

Tabla 3. Propiedades físicas del ácido nítrico.

2..2. SELECCIÓN DE RUTA DE FLUJO

Para la selección de la ruta que tendrán los dos fluidos a través de nuestro intercambiador de tubos y coraza, se consideraron los siguientes enfoques generales:

- ✚ Para el fluido que iría en el lado de los tubos por lo general se deben considerar aquellos fluidos más corrosivos o más sucios, también aquellos que estén a una presión mayor y además de que sea el más incrustante.
- ✚ Para el fluido del lado de la carcasa se deben considerar aquellos fluidos que tengan una alta viscosidad, que el fluido sea un gas y que el fluido sea el más caliente.

Con respecto a lo mencionado anteriormente, se realizó una comparación entre ambos fluidos, que para este caso como los fluidos seleccionados fueron el ácido nítrico al 60% y el ácido sulfúrico al 98%, se obtuvieron los siguientes resultados:

Parámetros	Ácido Nítrico 60%	Ácido Sulfúrico 98%
pH	<1	0.3
Viscosidad (Centipioise)		
68 °F	2.4	24.5
212 °F	0.675	3.75
Presión de vapor $\frac{lb}{plg^2}$	0.096668 a 15.5 °C	0.000058 a 50 °C
Factor de obstrucción $Rd \left(\frac{h * ft^2 * °F}{BTU} \right)$	0.002	0.002

Tabla 4. Propiedades de los fluidos seleccionados. Fuente: elaboración propia.

Con base a la tabla obtenida se llegó a la conclusión de que el ácido nítrico por ser más corrosivo por su pH, menos viscoso y con mayor presión de vapor, ira por lo tubos de acuerdo a lo especificado anteriormente y por lo consiguiente el ácido sulfúrico al 98% ira por el lado de la coraza.

2.3. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA.

Una vez establecido la ruta que tendrán los flujos para nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza, cabe mencionar que la selección de los materiales de construcción para nuestro intercambiador de calor, es de suma importancia ya que algunos fluidos, ya sean líquidos o gases, pueden causar daños a los intercambiadores de calor o al paso de los fluidos por ya que suelen provocar incrustaciones, debido a su corrosión y erosión.

Por ello para la selección de materiales es necesario considerar la aplicación y los fluidos de trabajo, también considerando efectos como la corrosión y características de alta transferencia térmica, son condiciones importantes a tener en cuenta. Con una buena selección de materiales se verán reflejados los resultados de la correcta y segura operación del equipo, así como la viabilidad de su fabricación y mantenimiento.

Con estos parámetros y sumándole lo descrito de los materiales en el marco teórico, la figura 35, nos especifica los tipos de materiales y a su vez nos especifica a que tipos de sustancias son más resistentes.

Como en el lado de los tubos fluirá el ácido nítrico al 60% y en el lado de la coraza fluirá el ácido sulfúrico al 98%, para la selección de los materiales se tomó en cuenta ciertos factores que influirían al funcionamiento del equipo como:

- ✚ Propiedades mecánicas.
- ✚ Resistencia a la corrosión.
- ✚ Materiales disponibles en el comercio.

- ✚ Vida estimada.
- ✚ Coste del material y fabricación.

2.3.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA TUBERÍA.

Para este caso, los materiales óptimos o más recomendados para el sistema de tuberías para el intercambiador de calor de tubos y corazas, son el acero inoxidable, el aluminio, el cobre, el titanio y el níquel. Sin embargo, de todos estos materiales el titanio es el material más apropiado, puesto que este es más resistente al ácido nítrico (ver figura 35) en todas las concentraciones excepto con el nítrico rojo humeante (Perry, 1997).

El titanio se ha vuelto cada vez más importante como material de construcción. Es fuerte y de peso medio. La resistencia a la corrosión es muy superior en medios oxidantes y reductores suaves (las aleaciones de Ti-Pd de Grado 7 y 11 tienen una resistencia superior en entornos reductores, al igual que la aleación de Ti-Mo-Ni de Grado 12). El titanio generalmente no se ve afectado por el ataque por impacto, la corrosión por grietas y el ataque por picaduras en el agua de mar. Su resistencia general al agua de mar es excelente. Y que, además, resiste el cloruro férrico, el cloruro cúprico y otras soluciones calientes de cloruro.

2.3.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA CORAZA

Para el lado de la coraza, con base a la figura 33, se optó por la utilización del acero inoxidable de tipo austenítico con aleaciones de 20 Cr; 29 Ni; 2.5 Mo; 3.5 Tipo de Cu, puesto que resiste soluciones acidas como el ácido sulfúrico, fosfórico, entre otros y que además los austeníticos son los tipos de aceros inoxidables más empleados, ya que tienen una gran resistencia a la corrosión a los otros grupos de acero inoxidable, (Perry, 1997), además se optó por este material debido a sus propiedades mecánicas puesto que son convenientes y su soldabilidad satisfactoria si están estabilizados con el titanio o niobio.

TABLE 28-2 General Corrosion Properties of Some Metals and Alloys*

Ratings:
 0: Unsuitable. Not available in form required or not suitable for fabrication requirements or not suitable for corrosion conditions.
 1: Poor to fair.
 2: Fair. For mild conditions or when periodic replacement is possible. Restricted use.
 3: Fair to good.
 4: Good. Suitable when superior alternatives are uneconomic.
 5: Good to excellent.
 6: Normally excellent.
 Small variations in service conditions may appreciably affect corrosion resistance. Choice of materials is therefore guided wherever possible by a combination of experience and laboratory and site tests.

Materials	Nonoxidizing or reducing media				Liquids							Gases				
	Acid solutions, excluding hydrochloric, e.g., phosphoric, sulfuric, most conditions, many organics	Neutral solutions, e.g., many nonoxidizing salt solutions, chlorides, sulfates	Alkaline solutions, e.g.		Oxidizing media			Natural waters				Common industrial media				
			Caustic and mild alkalis, excluding ammonium hydroxide	Ammonium hydroxide and amines	Acid solutions e.g., nitric	Neutral or alkaline solutions, e.g., persulfates, peroxides, chromates	Pitting media,† acid ferric chloride solutions	Freshwater supplies		Seawater		Steam		Furnace gases with incidental sulfur content		Ambient air, city or industrial
								Static or slow-moving	Turbulent	Static or slow-moving	Turbulent	Moist, condensate	Dry at high temperature, promoting slight dissociation	Reducing e.g., heat-treatment furnace gases	Oxidizing, e.g., flue gases	
Stainless steel, austenitic 18 Cr; 12 Ni; 2.5 Mo, type 304	4	5	5	6	5	6	1	6	6	3	5	6	6	2	4	6
Stainless steel, austenitic 20 Cr; 29 Ni; 2.5 Mo; 3.5 Cu type 316	5	6	5	6	5	6	2	6	6	4	6	6	6	2	4	6
Incoloy 825 nickel-iron-chromium alloy (40 Ni; 21 Cr; 3 Mo; 1.5 Cu; balance Fe)	6	6	5	6	5	6	2	6	6	4	6	6	6	2	5	6
Hastelloy alloy C-276 (55 Ni; 17 Mo; 16 Cr; 6 Fe; 4 W)	5	6	5	6	4	6	5	6	6	6	6	6	6	3	4	6
Hastelloy alloy B-2 (61 Ni; 28 Mo; 6 Fe)	6	5	4	4	0	3	0	6	6	4	4	6	5	3	2	5
Inconel 600 (78 Ni; 15 Cr; 7 Fe)	3	6	6	6	3	6	1	6	6	4	6	6	6	2	4	6
Copper-nickel alloys up to 30% nickel	4	5	5	0	0	4	1	6	6	6	6	6	5	2	2	5
Monel 400 nickel-copper alloy (66 Ni; 30 Cu; 2 Fe)	5	6	6	1	0	5	1	6	6	4	6	6	6	2	3	5
Nickel 200—commercial (99.4 Ni)	4	5	6	1	0	5	0	6	6	3	5	6	6	2	2	4
Copper and silicon bronze	4	4	4	0	0	4	0	6	5	4	1	6	5	2	2	5
Aluminum brass (76 Cu; 22 Zn; 2 Al)	3	4	2	0	0	3	0	6	6	4	5	6	5	2	2	5
Nickel-aluminum bronze (80 Cu; 10 Al; 5 Ni; 5 Fe)	4	4	2	0	0	3	0	6	6	4	5	6	5	2	3	5
Bronze, type A (88 Cu; 5 Sn; 5 Ni; 2 Zn)	4	5	4	0	0	4	0	6	6	5	5	6	5	2	2	5
Aluminum and its alloys	1	3	0	6	0-5	0-4	0	4	5	0-5	4	5	2	5	4	5
Lead, chemical or antimonial	5	5	2	2	0	2	0	6	5	5	3	2	0	4	3	5
Silver	4	6	6	0	0	2	0	6	6	5	5	6	5	4	4	4
Titanium	5	6	2	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	3	3	6
Zirconium	5	6	2	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	3	3	6

Figura 35. Propiedades generales de corrosión de algunos metales y aleaciones. Fuente: (Perry, 1997, págs. Sección 28-30).

2.4. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS INICIALES PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.4.1. FLUJO DE MASICO

- Flujo masico para el ácido nítrico al 60%

El flujo masico de entrada para el HNO₃ al 60% se determinó en base a la cantidad de HNO₃ al 60% que se usa para la producción de fertilizantes, puesto que el Ácido Nítrico en intervalos de concentraciones de 55% a 60% se usa como materia prima en la producción de fertilizantes nitrogenados, por lo que se consume en alrededor de un 75% del total producido.

Por lo tanto, para el diseño, se optó por usar un flujo masico de 5000 kg/h HNO₃ al 60%, ya que usualmente para la producción de fertilizantes a base de HNO₃ al 60%, se ha estimado una cantidad máxima de 5000 kg/h de HNO₃ al 60%, (SAINT-JEAN, 2012), (Elizabeth & Antonio, 2015), (Madrid, 2019), (Becerra & Celeron, 2017).

$$\dot{m}_{HNO_3} = 5000 \frac{kg}{h}$$

Conversión de los Kg/h a Lb/h

$$\dot{m}_{H_2SO_4} = \left(5000 \frac{kg}{h} \right) \left(\frac{1 lb}{0.4536 kg} \right) = 11,023.11 \frac{lb}{h}$$

- Flujo masico para el ácido sulfúrico al 98%

El flujo masico de entrada para el H₂SO₄ al 98% se determinó en base a la cantidad que se usa de H₂SO₄ en los procesos de producción de fertilizantes, ya que el 60% de la producción de H₂SO₄ al 98% es utilizado para la elaboración de fertilizantes, por lo que usualmente se ha estimado una cantidad máxima de 3000 kg/h de H₂SO₄. (Guti, 2014), (Couceyro, 2019) (Orellana, 2013)

Por lo que, se optó por utilizar los 3000 kg/h de H₂SO₄ puesto que es la cantidad máxima reportada en la elaboración de fertilizantes a base de H₂SO₄.

$$\dot{m}_{H_2SO_4} = 3000 \frac{kg}{h}$$

Conversión de los Kg/h a Lb/h

$$\dot{m}_{H_2SO_4} = \left(3000 \frac{kg}{h}\right) \left(\frac{1 lb}{0.4536 kg}\right) = 6613.76 \frac{lb}{h}$$

2.4.2. ESTIMACION DE LAS TEMPERATURAS DE LOS FLUIDOS

2.4.2.1. TEMPERATURAS DE ENTRADA

- Temperatura de entrada del H₂SO₄.

La temperatura de entrada del H₂SO₄ para el intercambiador de calor se determinó mediante a las temperaturas máximas reportadas en las que se ha utilizado el H₂SO₄ para la producción de fertilizantes, (Guti, 2014), (Couceyro, 2019) (Orellana, 2013). En base a ello, la temperatura que más se ha reportado es de 110 °C, donde dicha temperatura se alcanza al ser sometido el H₂SO₄ en un reactor, para llevar a cabo una mezcla de componentes.

Por lo tanto, para el diseño de nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza se optó por la utilización de una temperatura de entrada del ácido sulfúrico al 98% de 110 °C, puesto que este será el fluido caliente que ira por el lado de la coraza.

$$T_1 = 110 \text{ } ^\circ\text{C} = 230 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Temperatura de entrada del HNO₃

La temperatura de entrada del HNO₃ para el diseño del intercambiador de calor, se determinó de igual forma que el caso anterior, pero en este caso el HNO₃ será el fluido frío que ira por el lado de los tubos.

Para este caso se optó por una temperatura de entrada de 25 °C, ya que esta temperatura es la más reportada cuando se utiliza el HNO₃ en el momento de la producción de fertilizantes a base de este, (SAINT-JEAN, 2012), (Elizabeth & Antonio, 2015), (Madrid, 2019), (Becerra & Celeron, 2017).

$$t_1 = 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.4.2.2. TEMPERATURAS DE SALIDA

Para la determinación de las temperaturas de salida en el intercambiador para ambos fluidos se realizó un método iterativo por medio de hoja de cálculo de Excel, en el que cuyo objetivo era igualar el calor transferido en cada fluido y tener una eficiencia mayor que el 50%, donde se obtuvieron las siguientes temperaturas:

Para el fluido caliente que fluirá por la coraza (H_2SO_4), la temperatura de salida obtenida del fluido en el intercambiador de calor fue:

$$T_2 = 138.2 \text{ } ^\circ F = 59 \text{ } ^\circ C$$

Para el fluido frío que fluirá por el lado de los tubos (HNO_3), la temperatura de salida obtenida del fluido en el intercambiador de calor fue:

$$t_2 = 108.99258 \text{ } ^\circ F = 42.774 \text{ } ^\circ C \text{ aprox.}$$

2.5. DISEÑO TERMODINAMICO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

2.5.1. BALANCE DE CALOR PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

$$Q_{cedido} = Q_{absorbido} = Q_{transferido}$$

- Cálculo del calor cedido para el ácido sulfúrico al 98%.

Para el cálculo del calor cedido del intercambiador de calor se usará la expresión del calor sensible, puesto que el fluido no sufrirá ningún un cambio de fase.

$$Q_{cedido} = \dot{m}_{H_2SO_4} * C_p * \Delta T$$

El dato del calor específico del ácido sulfúrico al 98% a se obtuvo del programa Aspen EDR debido a los escasos de datos que se presentan para dicho fluido, cuyo valor del C_p para el ácido sulfúrico a la Temperatura de entrada igual a 230 °F fue de:

$$C_p = 0.3774 \frac{BTU}{lb * ^\circ F}$$

Se optó por la temperatura de entrada del fluido ya que este valor nos servirá para evaluar la eficiencia del intercambiador de calor. dicho eso se procedió a calcular el calor cedido:

$$Q_{cedido} = 6613.76 \frac{lb}{h} * \left(0.3774 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} \right) * (230 ^\circ F - 138.2 ^\circ F)$$

$$Q_{cedido} = 229,135.832 \frac{BTU}{h}$$

- Cálculo del calor absorbido para el ácido nítrico al 60%

De igual manera que como se calculó el calor cedido en el intercambiador de calor, para el cálculo del calor absorbido del intercambiador de calor se usará la expresión del calor sensible, puesto que el fluido no sufrirá ningún un cambio de fase, por lo que:

$$Q_{abs} = \dot{m}_{HNO_3} * C_p * \Delta t$$

En este caso para la obtención del valor del calor específico del ácido nítrico se estableció que como el ácido nítrico al 60% esta diluida en una solución de agua al 40%, se llegó a la conclusión que para calcular el cp del HNO3 al 60%, se haría una suma entre los calores específicos del HNO3 y del agua al 100% multiplicados por su % en peso.

$$C_p HNO_3 60\% = (C_p HNO_3 100\% * 0.60) + (C_p H_2O 100\% * 0.40)$$

Para el cálculo del Cp del HNO3 al 100% se realizó la siguiente correlación:

$$y = -0.0067x + 0.5844$$

Donde los datos del Cp del HNO3 al 100% a la temperatura de entrada del fluido frío (25 °C) se obtuvieron de hojas de seguridad del ácido nítrico y del manual del ingeniero químico (Perry, 1997, págs. Sección 2-184), el valor obtenido de la correlación fue de 0.4169 cal/ g°C.

Y el Cp del Agua al 100% se obtuvo de las tablas del (Cengel, 2007) cuyo valor fue de 0.999 cal/ g°C

Por lo tanto, el Cp del HNO3 al 60% es de:

$$C_p HNO_3 60\% = \left(0.4169 \frac{cal}{g ^\circ C} * 0.60 \right) + \left(0.999 \frac{cal}{g ^\circ C} * 0.40 \right) = 0.64974 \frac{cal}{g ^\circ C} = 0.64974 \frac{BTU}{lb ^\circ F}$$

Una vez establecido los datos se procedió a calcular el calor absorbido:

$$Q_{abs} = 11023.11 \frac{lb}{h} * \left(0.64974 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} \right) * (108.99258 ^\circ F - 77 ^\circ F)$$

$$Q_{abs} = 229,135.8325 \frac{BTU}{h}$$

2.5.2. EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR POR EL MÉTODO NTU

Este método efectividad de la transferencia de calor está definido por:

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{MAX}} = \frac{C_f(T_{f,sal} - T_{f,ent}) = C_c(T_{c,ent} - T_{c,sal})}{C_{min} * (T_1 - t_1)}$$

Donde

$$Q_{real} \rightarrow 229,135.832 \frac{BTU}{h}$$

C_{min} → es la razón de capacidad calorífica en menor cantidad

$C_f = \dot{m}_f C_{pf}$ y $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$, son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

Determinación de C_{min} para conocer que fluido tiene menor capacidad calorífica

Para el ácido nítrico al 60%

$$\dot{m}_{HNO_3} * C_p = 11023.11 \frac{lb}{h} * \left(0.64974 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} \right) = 7162.16 \frac{BTU}{h * ^\circ F}$$

Para el ácido sulfúrico al 98%

$$\dot{m}_{H_2SO_4} * C_p = 6613.76 \frac{lb}{h} * \left(0.3774 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} \right) = 2496.033 \frac{BTU}{h * ^\circ F}$$

Comparando los datos anteriores se puede percatar que el C_{min} corresponde al ácido sulfúrico al 98%, ya que el flujo masico de este es menor que el del ácido nítrico al 60%, por lo tanto, este C_{min} es el que se usara para calcular la eficiencia del intercambiador de calor.

Cálculo de la eficiencia:

Con base a lo establecido se procedió a calcular la eficiencia que tendrá nuestro intercambiador de calor de acuerdo a la formula establecido en el marco teórico, por lo tanto:

$$\varepsilon = \frac{229,135.832 \frac{BTU}{h}}{\left(6613.76 \frac{lb}{h} * 0.3774 \frac{BTU}{lb * ^\circ F}\right)_{min} * (230 - 77)} = 0.60 = 60\%$$

Como se puede ver, nuestro intercambiador de calor tendrá una eficiencia del 60% lo que quiere decir que funcionará de manera correcta y esta entre un rango aceptable.

- Cálculo del número de unidades de transferencia NTU

Para el cálculo del número de unidades de transferencia se utilizará la fórmula de la figura especificada en el marco teórico, ya que, al conocer la eficiencia del nuestro intercambiador de calor, se procederá a calcular número de unidades de transferencia mediante la siguiente expresión:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln\left(\frac{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - c + \sqrt{1+c^2}}\right)$$

Donde $c = \frac{C_{min}}{C_{Max}} = (\dot{m}C_p)_{min} / (\dot{m}C_p)_{max}$

Como anteriormente se determinó que fluido tendría C_{min} , solamente se sustituyeron los datos, donde para el C_{min} le corresponde al ácido sulfúrico y el C_{max} al ácido nítrico, por lo que:

$$C = (\dot{m}C_p)_{min} / (\dot{m}C_p)_{max} = \frac{2496.033 \frac{BTU}{h * ^\circ F}}{7162.16 \frac{BTU}{h * ^\circ F}} = 0.35$$

Calculando el NTU, se tiene un valor de:

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+0.35^2}} * \ln\left(\frac{\frac{2}{0.60} - 1 - 0.35 - \sqrt{1+0.35^2}}{\frac{2}{0.60} - 1 - 0.35 + \sqrt{1+0.35^2}}\right) = 1.125$$

2.5.3. TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (MLDT)

- Cálculo de la temperatura media logarítmica para determinar la dirección de las corrientes de los fluidos

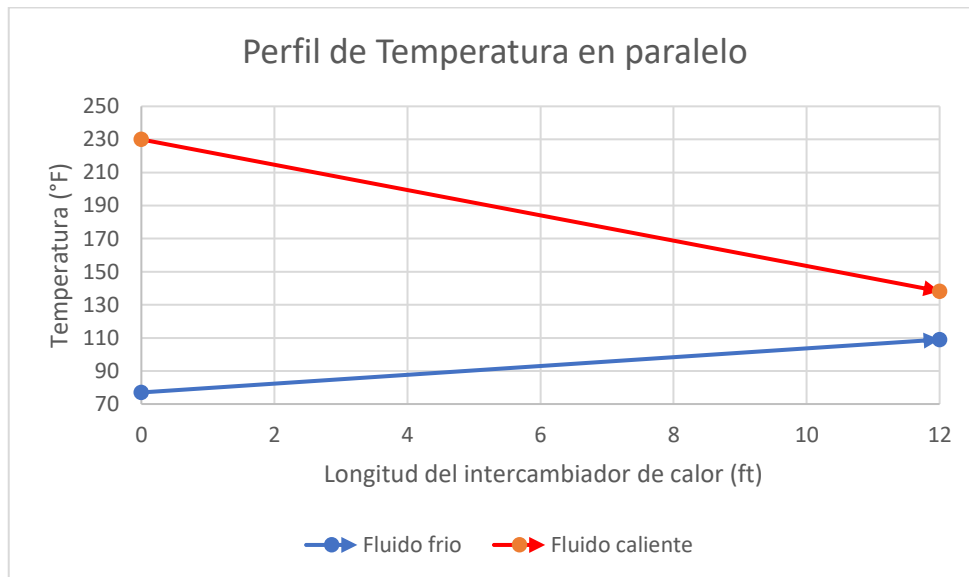
El cálculo de la temperatura media logarítmica nos servirá para determinar la dirección de las corrientes de los dos fluidos a utilizar, por lo tanto:

Para corriente paralelo, la temperatura media logarítmica (MLDT) se determina de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}\right)}$$

Sustituyendo valores

$$\Delta T_{ML} = \frac{(230\text{ }^\circ\text{F} - 77\text{ }^\circ\text{F}) - (138.2\text{ }^\circ\text{F} - 108.99258\text{ }^\circ\text{F})}{\ln\left(\frac{230\text{ }^\circ\text{F} - 77\text{ }^\circ\text{F}}{138.2\text{ }^\circ\text{F} - 108.99258\text{ }^\circ\text{F}}\right)} = 74.7533\text{ }^\circ\text{F}$$



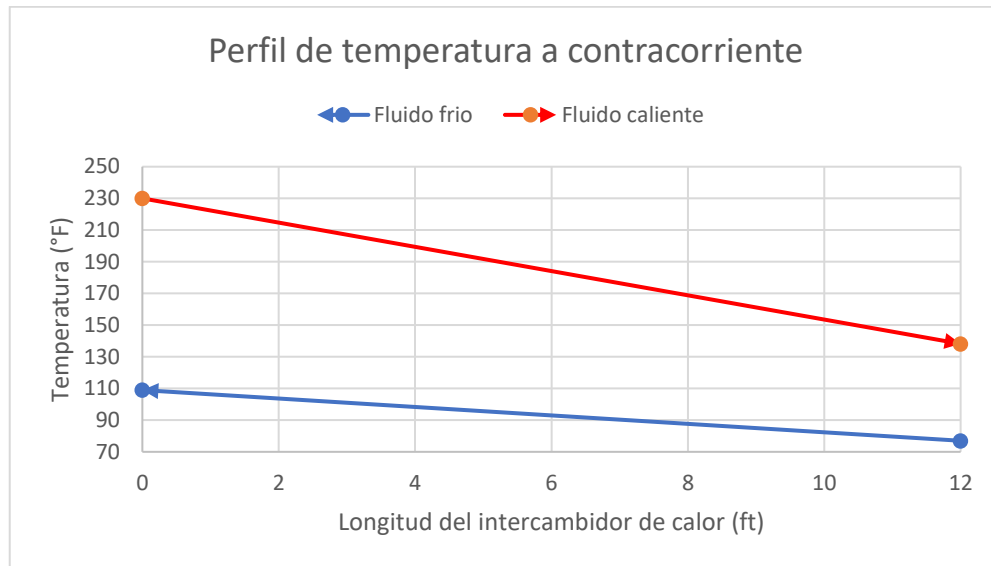
Grafica 1. Perfil de temperatura de las corrientes en flujo paralelo. Fuente: Excel

Para un flujo en contracorriente, la temperatura media logarítmica (MLDT) se determina de la siguiente manera:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

Sustituyendo valores

$$\Delta T_{ML} = \frac{(230\text{ }^{\circ}\text{F} - 108.99258\text{ }^{\circ}\text{F}) - (138.2\text{ }^{\circ}\text{F} - 77\text{ }^{\circ}\text{F})}{\ln\left(\frac{230\text{ }^{\circ}\text{F} - 108.99258\text{ }^{\circ}\text{F}}{138.2\text{ }^{\circ}\text{F} - 77\text{ }^{\circ}\text{F}}\right)} = 87.7321\text{ }^{\circ}\text{F}$$



Gráfica 2. Perfil de temperatura de las corrientes en flujo a contracorriente. Fuente: Excel.

Cabe destacar que para poder elegir la dirección en el que irán los flujos se determinará mediante que gradiente de temperatura será el mayor, ya que se ha establecido que cuanto más grande es el LMTD, más calor se transfiere. Por lo que en este caso el LMTD más grande es el que corresponde al flujo en contracorriente y por lo tanto este será el sentido en el que irán nuestros fluidos.

- Cálculo del factor de corrección de temperatura

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{230\text{ }^{\circ}\text{F} - 138.2\text{ }^{\circ}\text{F}}{108.99258\text{ }^{\circ}\text{F} - 77\text{ }^{\circ}\text{F}} = 2.87$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{108.99258\text{ }^{\circ}\text{F} - 77\text{ }^{\circ}\text{F}}{230\text{ }^{\circ}\text{F} - 77\text{ }^{\circ}\text{F}} = 0.21$$

Para el cálculo del factor de corrección de temperatura (F_T) se calculará por medio de los dos métodos posibles, el método analítico y el método gráfico, para el método analítico se usará la siguiente expresión obtenida del libro del Kern:

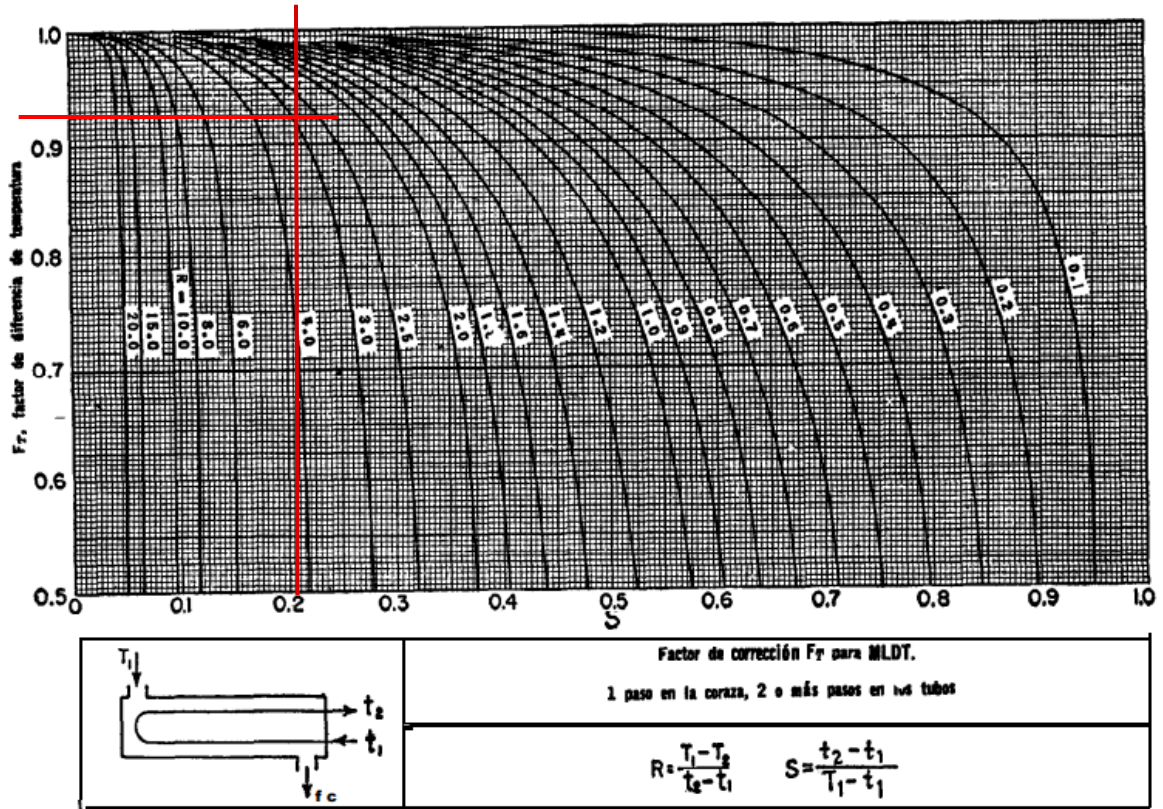
$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} * \ln(1 - S) / (1 - RS)}{(R - 1) * \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}}$$

Sustituyendo los valores de R y S

$$F_T = \frac{\sqrt{2.87^2 + 1} * \ln(1 - 0.21) / (1 - 2.87 * 0.21)}{(2.87 - 1) * \ln \frac{2 - 0.21(2.87 + 1 - \sqrt{2.87^2 + 1})}{2 - 0.21(2.87 + 1 + \sqrt{2.87^2 + 1})}} = 0.93$$

Con el método gráfico y con ayuda de la gráfica 3, se calculó el factor de corrección de temperatura, cabe destacar que el valor de F_T que se obtuvo de la gráfica de 3 corresponde a un intercambiador de 1 paso en la coraza y 2 pasos por los tubos (1-2), ya que para elegir otro tipo de intercambiador de calor es necesario que el valor de F_T sea menor que 0.75, y con esta gráfica se tuvo un valor estimado de:

$$F_T = 0.94$$



Grafica 3. Factor de corrección de temperatura. Fuente: (KERN, 1999, pág. 934).

Al comparar los resultados obtenidos con los dos métodos se optó por usar el resultado del método analítico ya que es más preciso y, por ende, no presentaría implicaciones en el diseño.

- Cálculo de la diferencia de temperatura

$$\Delta T = F_T * \Delta T_{ML}$$

$$\Delta T = 0.93 * 87.7321 \text{ } ^\circ F = 81.6 \text{ } ^\circ F$$

2.6. DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para iniciar los cálculos para el dimensionamiento del intercambiador de tubos y coraza, hay que resaltar que el método que se usará para realizar los cálculos se basará en la metodología de (KERN, 1999, págs. 169-184), partiendo de los datos previamente establecidos. Este método, a pesar de no ser muy exacto, es el más usado para el dimensionamiento de intercambiadores de calor, por lo que se optó por elegir este método.

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS SELECCIONADOS A LA TEMPERATURA PROMEDIO

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Propiedades	H2SO4 al 98% (caliente)	HNO3 al 60% (frio)
	$\bar{T}_{prom} = 184.1 \text{ } ^\circ F$	$\bar{t}_{prom} = 92.9962 \text{ } ^\circ F$
$\mu \left(\frac{lb}{ft * h} \right)$	4.1	1.9
$\rho \left(\frac{lb}{ft^3} \right)$	110.67325	84.1193484
$C_p \left(\frac{BTU}{lb * ^\circ F} \right)$	0.43	0.614
$K \left(\frac{BTU}{h * ft * ^\circ F} \right)$	0.2055	0.24751
$R_d \left(\frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU} \right)$	0.002	0.002

Tabla 5. Propiedades de los fluidos a la temperatura promedio.

Para la obtención de las densidades se obtuvieron de las tablas que vienen en él (Perry, 1997, págs. Sección 2-102 a 107), mientras que viscosidades, conductividad térmica y el factor de obstrucción de los fluidos, se usaron las tablas que se encuentran en los anexos del documento. En excepción de la conductividad térmica del ácido sulfúrico que esa se obtuvo del Software Aspen EDR.

2.6.1. AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- Cálculo del área de transferencia de calor

Para el cálculo del área de transferencia de calor, se usó un coeficiente de transferencia de calor con el máximo rango, cuyos datos están registrados en la siguiente tabla.

Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 †
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 †
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

Tabla 6. Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño. Fuente: (KERN, 1999, pág. 945).

Para este caso se usó un valor para el coeficiente de transferencia de calor de $40 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$, por que al ser sustancias que poseen una viscosidad mayor que 1, se les consideran como sustancias pesadas y el rango de estos va de 10 a $40 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$, por lo que es recomendable usar un valor de U_D bastante alto que demasiado bajo, ya que esta práctica asegura llegar a la mínima superficie. (KERN, 1999, pág. 275).

De la ecuación del balance de calor

$$Q_{Trans} = U_D * A * \Delta T$$

Se despeja A para obtener el valor del área total de transferencia de calor

$$A = \frac{Q_{Trans}}{U_D * \Delta T} = \frac{229,135.832 \frac{BTU}{h}}{40 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} * 81.6^\circ F} = 70.201 ft^2$$

2.6.2. DISEÑO EN EL LADO DE LOS TUBOS

Para el diseño de los tubos hay que considerar que el material de construcción será de titanio de grado 3, puesto que es titanio de alta resistencia, usado para la fabricación de matrices e intercambiadores de calor. Para el inicio de este diseño se consideró por usar un diámetro externo de 1 plg debido a que son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. Con referencia al diámetro externo se obtuvo un diámetro nominal de $\frac{3}{4}$ y un espesor

de 0.113 plg en un numero de cedula de 40 debido a que es el número comúnmente estándar (ver anexo 4 y 5).

2.6.2.1. NUMERO DE TUBOS TOTALES

- Cálculo del número de tubos

El número de tubos totales está en función del área de transferencia de calor, la longitud de los tubos y de la superficie lineal de los tubos. Para nuestro diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza se optó por una longitud de tubos de 12 ft, debido a que al tener una mayor longitud de tubos menor sería el número de tubos y por ende la caída de presión sobrepasaría lo estimado (10 Psi).

$$No\ de\ tubos\ totales = \frac{Area}{longitud\ de\ tubos * superficie\ lineal}$$

Donde

$$superficie\ lineal = 0.2618 \frac{ft^2}{ft\ lin}, obtenida\ del\ anexo,\ tabla$$

$$longitud\ de\ tubos = 12\ ft$$

$$Area\ de\ transferencia\ de\ calor = 70.201ft^2$$

$$No\ de\ tubos = \frac{70.201\ ft^2}{12\ ft * 0.2618} = 22.345 \approx 22\ tubos$$

2.6.2.2. ÁREA DE FLUJO

- Cálculo del área de flujo

El área de flujo para los tubos se determina mediante la siguiente expresión:

$$a_t = \frac{No\ de\ tubos * area\ de\ flujo/tubo}{No.\ de\ pasos}$$

Donde el área de flujo por tubo se obtiene de la tabla correspondiente al anexo 2.

$$area\ de\ flujo\ /tubo = 0.4702\ in^2$$

Por lo tanto, sustituyendo valores el área de flujo por tubos es igual a:

$$a_t = \frac{22 * 0.4702 \text{ in}^2}{144 * 2} = 0.0359 \text{ ft}^2$$

2.6.2.3. MASA VELOCIDAD

- Cálculo de la masa velocidad

La masa velocidad por el lado de los tubos, está en función del flujo masico del fluido y del área de flujo de los tubos y se determina mediante la siguiente expresión:

$$G_t = \frac{w_f}{a_t}$$

Sustituyendo

$$G_t = \frac{11,023.11 \frac{lb}{h}}{0.0359 \text{ ft}^2} = 307,050.42 \frac{lb}{\text{ft}^2 * h}$$

2.6.2.4. VELOCIDAD DEL FLUIDO

La velocidad del fluido en el lado de los tubos está dada por la siguiente expresión:

$$V_t = \frac{\text{masa} - \text{velocidad en los tubos}}{3600 * \text{densidad del fluido}}$$

Por lo tanto

$$V_t = \frac{307,050.42 \left(\frac{lb}{h * \text{ft}^2} \right)}{3600 * 84.1193484 \frac{lb}{\text{ft}^3}} = 1.014 \frac{ft}{s}$$

2.6.2.5. NÚMERO DE REYNOLDS

- Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds para el lado de los tubos, depende principalmente del diámetro interno de la tubería, de la masa velocidad del fluido y de su viscosidad a la temperatura promedio.

$$Re = \frac{DI * G_t}{\mu_{\bar{t}}}$$

$$DI \text{ de la tuneria de titanio} = 0.774 \text{ in} = 0.0645 \text{ ft}$$

$$\mu_{\bar{t}} = 1.9 \text{ centipoise} * 2.242 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}} = 4.26 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}$$

Sustituyendo lo valores:

$$Re = \frac{0.0645 \text{ ft} * 307,050.42 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 * \text{h}}}{4.26 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}} = 4,649.003$$

2.6.2.6. COEFICIENTE DE PELÍCULA PARA FLUIDOS EN TUBERÍAS Y TUBOS

Para la determinación del coeficiente de película en el lado de los tubos, depende del número de Reynolds, en el que para fluidos con un Reynolds turbulento que, en este caso, se obtuvo un flujo turbulento, el coeficiente de película se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{h_i}{\varphi_t} = 0.027 * \left(\frac{k}{DI}\right) * (Re)^{0.8} * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{DI}{DE}\right)$$

Sustituyendo los valores conocidos se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{h_i}{\varphi_t} &= 0.027 * \left(\frac{0.24751 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft} * ^\circ\text{F}}}{0.0645 \text{ ft}}\right) * (4,649.003)^{0.8} * \left(\frac{0.614 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}} * 4.26 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}}{0.24751 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft} * ^\circ\text{F}}}\right)^{\frac{1}{3}} \\ &* \left(\frac{0.0645 \text{ ft}}{0.0875 \text{ ft}}\right) = 195.26 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \end{aligned}$$

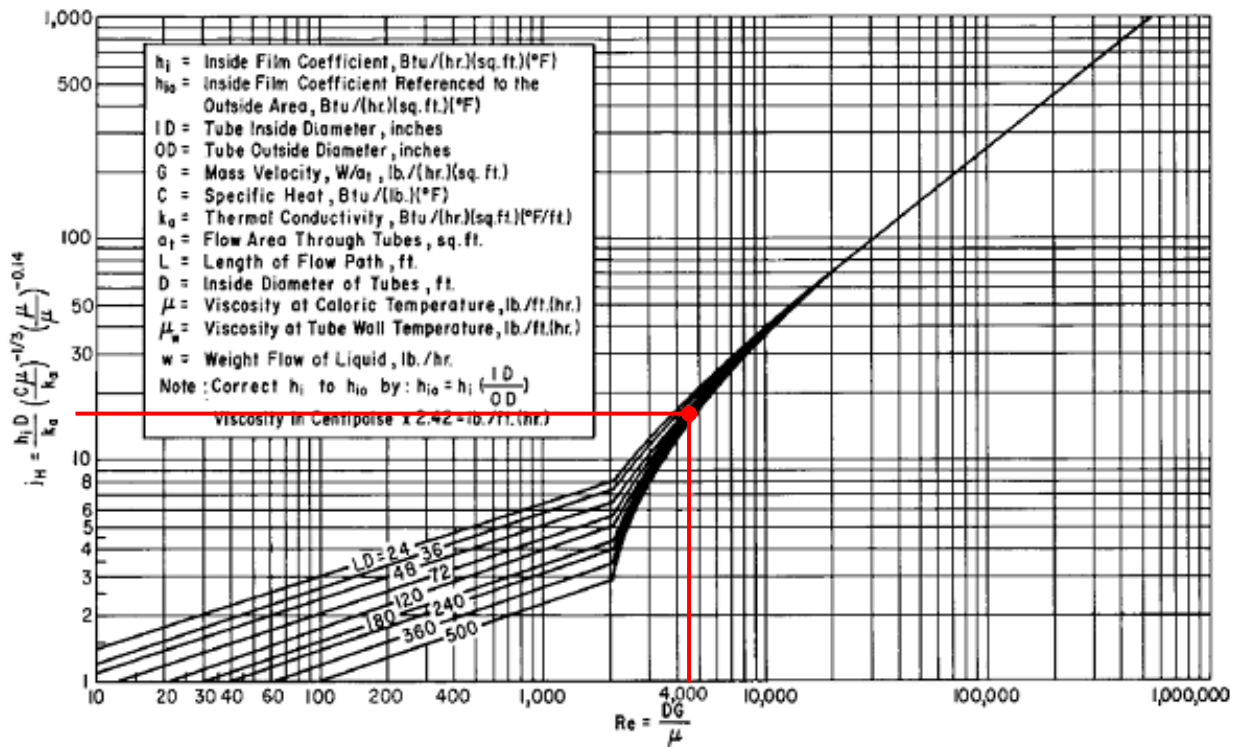
DI de la tuneria de titanio = 0.0645 ft

DE de la tuneria de titanio = 0.0875 ft

2.6.2.7. OBTENCIÓN DE FACTOR TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE TUBOS (j_H)

Otra manera de determinar el coeficiente de película en el lado de los tubos, es por medio del factor de transferencia de calor la cual está en función del número de Reynolds, con referencia a esto y con ayuda de la gráfica 4 se obtuvo el valor del factor de transferencia de calor lado de tubos (j_H), cuyo valor aproximado fue de:

$$j_H \approx 17$$



Grafica 4. Factor de transferencia de calor lado de tubos para el lado de los tubos. Fuente: (KERN, 1999, pág. 939).

2.6.2.8. COEFICIENTE DE PELICULA POR EL LADO DE LOS TUBOS

- Cálculo de h_i

$$h_i = j_H * \left(\frac{k}{DI}\right) * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} * \varphi_t$$

Dado que la expresión φ_t se desconoce la ecuación anterior se transforma en la siguiente manera:

$$\frac{h_i}{\varphi_t} = j_H * \left(\frac{k}{DI}\right) * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Sustituyendo los valores:

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 17 * \left(\frac{0.24751 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}}{0.0645 ft} \right) * \left(\frac{0.614 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} * 4.26 \frac{lb}{ft * h}}{0.24751 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{0.0645 ft}{0.0875 ft} \right)$$

$$= 105.53 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Comparando con los dos valores que se obtuvieron del coeficiente de película, se optó por elegir el primer valor obtenido debido a que ese valor es más exacto, en comparación al método gráfico.

2.6.3. DISEÑO DEL LADO DE LA CORAZA

Para el diseño de la coraza se utilizará como material de construcción acero inoxidable de tipo austenítico con aleaciones de 20 Cr; 29 Ni; 2.5 Mo; 3.5 Tipo de Cu, (UNS J95150) (Perry, 1997, págs. Seccion 20-41).

2.6.3.1. DIÁMETRO INTERNO DE LA CORAZA

- Cálculo del diámetro interno de la coraza (D_i):

Para la determinación del diámetro interno de la coraza se utilizará la ecuación extraída de (Sánchez & González, 2020), donde dicha ecuación está en función del área de transferencia de calor, el arreglo de tubos, el diámetro externo de los tubos, la longitud de los tubos y del número de pasos de tubos.

$$D_i = 0.637 * \sqrt{\frac{C_T}{C_{CT}} * \left[\frac{A_E * (R_{PT})^2 * d_e}{L_T} \right]^{0.5}}$$

Dónde:

C_T Constante del arreglo de los tubos,

- $C_T = 1,0$ para α_T igual a 90° y 45°
- $C_T = 0,87$ para α_T igual a 30° y 60°

C_{CT} Constante de cálculo del conteo de tubos

- $C_{CT} = 0,93$ para un pase por los tubos ($n = 1$)
- $C_{CT} = 0.90$ para dos pases por los tubos ($n = 2$)

- $C_{CT} = 0.85$ para tres pases por los tubos ($n = 3, 4$)

$A_E =$ área total de transferencia

$R_{PT} =$ Relación de paso de los tubos $= \frac{P_T}{d_e}$

$L_T =$ Longitud de los tubos

$d_e =$ Diámetro externo de los tubos

Sustituyendo los valores determinados anteriormente, se tiene un diámetro interno de la coraza de:

$$D_i = 0.637 * \sqrt{\frac{0.87}{0.90}} * \left[\frac{70.201 \text{ ft}^2 * \left(\frac{1.25 \text{ plg}}{1 \text{ plg}} \right)^2 * \frac{1 \text{ plg}}{12}}{12 \text{ ft}} \right]^{0.5} = 0.5466 \text{ ft} = 6.6 \text{ plg} \approx 7 \text{ in}$$

2.6.3.2. DEFLECTORES

El diseño de los deflectores o baffles para el intercambiador de calor será de tipo segmental en forma horizontal, y de material igual a la de la coraza debido a que por los deflectores fluirá el fluido caliente que en este caso es el H_2SO_4 al 98%, cuyo espaciado de estos será de 2 in ya que el espaciado de los deflectores debe ser mayor que la quinta parte del D_i de la coraza y menor que el D_i de la coraza (KERN, 1999) y además porque la cantidad mayor reportada en la fabricación de intercambios de calor.

$$\frac{1}{5} D_i \text{ de la coraza} < B < D_i \text{ de la coraza}$$

Por lo tanto:

$$1.4 \text{ in} < B < 7 \text{ in}$$

$$\text{espacio del deflector } (B) = 2 \text{ in}$$

2.6.3.3. CLARO

El claro es la distancia entre dos tubos contiguos y en este caso se usará un valor del claro de 0.25 in, puesto que este valor es el que comúnmente es más usado en el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza.

$$\text{Claro } (C') = 0.25 \text{ in}$$

2.6.3.4. PASO DE LOS TUBOS

El paso de los tubos de acuerdo a (TEMA, 2007, págs. Sección 5, Parte R-2.5) deben estar espaciados con una distancia mínima de centro a centro de 1,25 veces el diámetro exterior del tubo.

$$\text{paso de los tubos } (P_T) = 1.25 * DE \text{ de los tubos}$$

$$P_T = 1.25 * 1 \text{ in} = 1.25 \text{ in}$$

2.6.3.5. ÁREA DE FLUJO EN EL LADO DE LA CORAZA

- Cálculo del área de flujo

El área de flujo en el lado de la coraza se determina mediante la siguiente expresión, cuya expresión está en función del diámetro de la coraza, el calor, el espaciado entre los cables y el paso de tubos:

$$a_s = \frac{DI_c * C' * B}{144 * P_T}$$

Sustituyendo valores:

$$a_s = \frac{7 \text{ in} * 0.25 \text{ in} * 2 \text{ in}}{144 * 1.25 \text{ in}} = 0.0194 \text{ ft}^2$$

2.6.3.6. MASA VELOCIDAD EN EL LADO DE LA CORAZA

- Cálculo de la masa velocidad

La masa velocidad por el lado de la coraza, está en función del flujo masico del fluido y del área de flujo de la coraza y se determina mediante la siguiente expresión

$$G_s = \frac{w_c}{a_s}$$

sustituyendo

$$G_s = \frac{6613.76 \frac{lb}{h}}{0.0194 ft^2} = 340,915.464 \frac{lb}{ft^2 * h}$$

2.6.3.7. VELOCIDAD DEL FLUIDO EN EL LADO DE LA CORAZA

En este caso al tratarse de líquidos abrasivos, se usará la segunda expresión, donde de esta expresión se conoce la densidad del fluido se igualo la ecuación quedando de la siguiente manera:

$$V_t = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{\rho}}$$

Por lo tanto

$$V_t = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{\rho}} = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{110.67325 \frac{lb}{ft^3}}} = 2.1255 \frac{ft}{s}$$

2.6.3.8. DIÁMETRO EQUIVALENTE (D_e)

- Cálculo del diámetro equivalente (D_e)

El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. Donde el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo, (KERN, 1999, pág. 172).

Para el cálculo del diámetro equivalente este depende del tipo de arreglo de tubo y en este caso se eligió un arreglo de tubos en triangulo puesto que el arreglo triangular es más preferido.

Para un arreglo de tubos en triangulo, (KERN, 1999, pág. 172)

$$d_e = \frac{4 * \left(\frac{1}{2} P_T * 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi D E_t^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi D E}$$

$$d_e = \frac{4 * \left(\frac{1}{2} (1.25 \text{ plg}) * 0.86 (1.25 \text{ plg}) - \frac{1}{2} \pi (1 \text{ plg})^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi (1 \text{ plg})} = 0.711 \text{ plg}$$

$$D_e = 0.711 \text{ plg} * \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ plg}} \right) = 0.05925 \text{ ft}$$

2.6.3.9. NÚMERO DE REYNOLDS EN LA CORAZA

- Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds para el lado de la coraza, depende principalmente del diámetro equivalente, de la masa velocidad del fluido y de su viscosidad a la temperatura promedio.

$$Re = \frac{D_e * G_S}{\mu_{\bar{T}}}$$

Donde:

$$D_e = 0.05925 \text{ ft}$$

$$\mu_{\bar{T}} = 4.1 \text{ centipoise} * 2.242 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}} = 9.1922 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}$$

Sustituyendo los valores:

$$Re = \frac{0.05925 \text{ ft} * 340,915.464 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 * \text{h}}}{9.1922 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}} = 2,197.432$$

2.6.3.10. COEFICIENTE DE PELÍCULA PARA EL LADO DE LA CORAZA

Para la determinación del coeficiente de película en el lado de la coraza, depende del número de Reynolds, en el que para fluidos con un Reynolds de 2000 hasta 1,000,000 (KERN, 1999), el coeficiente de película se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = 0.36 * \left(\frac{k}{De}\right) * (Re)^{0.8} * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Sustituyendo los valores conocidos se obtiene:

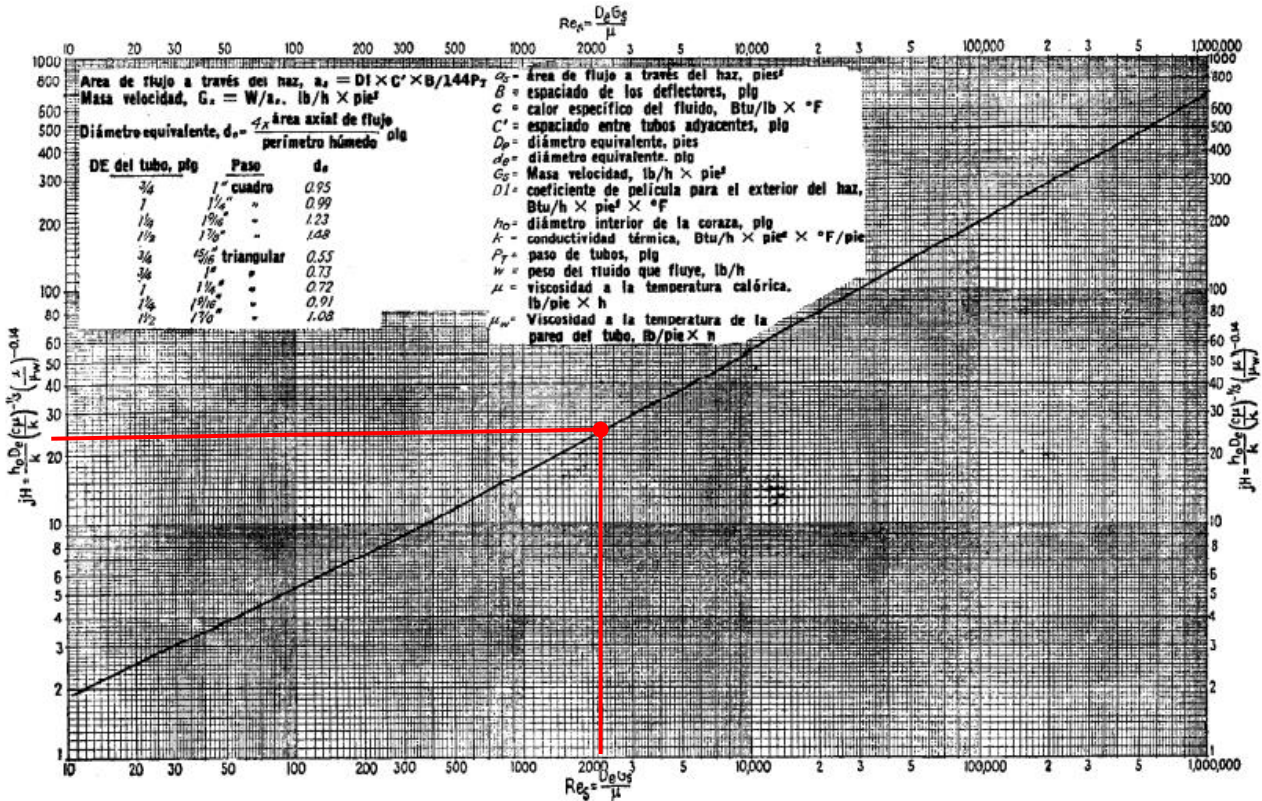
$$\frac{h_o}{\varphi_s} = 0.36 * \left(\frac{0.2055 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}}{0.05925 ft}\right) * (2,197.432)^{0.55} * \left(\frac{0.43 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} * 9.1922 \frac{lb}{ft * h}}{0.2055 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 230.412 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

2.6.3.11. FACTOR DE TRANSFERENCIA DE CALOR LADO DE LA CORAZA

De igual manera que en el lado de los tubos, el factor de transferencia de calor nos servirá para calcular el coeficiente de película por un método gráfico, la cual este está en función del Reynolds. Con el número de Reynolds obtenido, con ayuda de la gráfica 5 se obtuvo el valor del factor de transferencia de calor lado de tubos (j_H).

$$j_H \approx 24$$



Grafica 5. Factor de transferencia de calor lado de tubos para la coraza. Fuente: (KERN, 1999, pág. 943).

- Cálculo del coeficiente de película en el lado de la coraza (h_o) por el método gráfico.

$$h_o = j_H * \left(\frac{k}{De}\right) * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} * \varphi_s$$

Dado que la expresión φ_t se desconoce la ecuación anterior se transforma en la siguiente manera:

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = j_H * \left(\frac{k}{De}\right) * \left(\frac{Cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Por lo tanto, sustituyendo los valores:

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = 24 * \left(\frac{0.23214 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}}{0.05925 ft}\right) * \left(\frac{0.43 \frac{BTU}{lb * ^\circ F} * 9.1922 \frac{lb}{ft * h}}{0.23214 \frac{BTU}{h * ft * ^\circ F}}\right)^{\frac{1}{3}} = 241.91 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

De igual manera que en el lado de los tubos se optó por elegir el cálculo realizado por el método analítico ya que los datos se representan son con bastante exactitud.

2.6.4. TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO

- Cálculo de la Temperatura de la pared del tubo:

La temperatura de la pared del tubo puede ser computada a partir de las temperaturas calóricas cuando tanto h_i como h_o , son conocidas y se considera que el tubo en su totalidad está a la temperatura de la superficie externa de la pared t_w .

$$t_w = \bar{t} + \frac{\frac{h_o}{\varphi_s}}{\frac{h_{io}}{\varphi_t} + \frac{h_o}{\varphi_s}} * (\bar{T} - \bar{t})$$

Sustituyendo los datos conocidos:

$$t_w = 92.9962 \text{ } ^\circ\text{F} + \frac{230.412 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}}{195.26 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} + 230.412 \frac{\text{BTU}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}} * (184.1 \text{ } ^\circ\text{F} - 92.9962 \text{ } ^\circ\text{F})$$

Por lo tanto, la temperatura de la pared del tubo es:

$$t_w = 142.31 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.6.4.1. PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS A LA TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO

Una vez calculado la temperatura de la pared del tubo se procedió a calcular las viscosidades de los fluidos a dicha temperatura con la gráfica del anexo.

- Cálculo de μ_w a la temperatura t_w para ambos fluidos

HNO₃:

$$\mu_w = 1.2 \text{ centipoise} * 2.242 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}} = 2.6904 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}$$

H₂SO₄:

$$\mu_w = 7.6 \text{ centipoise} * 2.242 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}} = 17.04 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}$$

2.6.5. RAZÓN DE VISCOSIDAD

- Cálculo de la razón de viscosidad para ambos fluidos (φ_t y φ_S)

Para el cálculo de la razón de viscosidad para ambos fluidos (HNO₃ y H₂SO₄) se procedió a calcularlos por dos métodos, el método analítico y el método gráfico. Pero primeramente se calculó la relación μ/μ_w .

Para el lado de los tubos

$$\frac{\mu_t}{\mu_w} = \frac{4.26 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}}{2.6904 \frac{\text{lb}}{\text{ft} * \text{h}}} = 1.6$$

Para el lado de la coraza

$$\frac{\mu_s}{\mu_w} = \frac{9.1922 \frac{lb}{ft * h}}{17.04 \frac{lb}{ft * h}} = 0.54$$

- Método analítico

Una vez obtenido la relación μ/μ_w se calcularon las razones de viscosidades de ambos fluidos mediante la siguiente expresión:

$$\varphi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Para los tubos

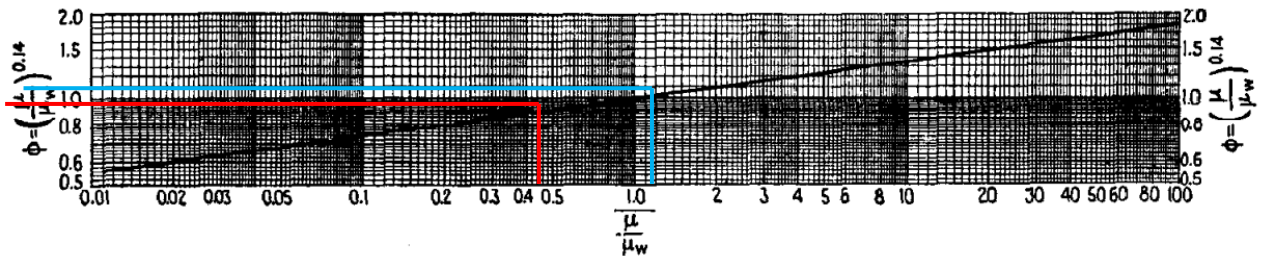
$$\varphi_t = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.14} = (1.6)^{0.14} = 1.07$$

Para el lado de la coraza

$$\varphi_s = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} = (0.54)^{0.14} = 0.92$$

- Método gráfico

En el método gráfico, Con ayuda de la gráfica 6 se obtuvieron los valores de φ_t y φ_s de acuerdo a la relación μ/μ_w de los fluidos.



Gráfica 6. Razón de viscosidad. Fuente: (KERN, 1999, pág. 939).

Para el lado de los tubos (línea azul)

$$\varphi_t \approx 1.1$$

Para el lado de la coraza (línea roja)

$$\varphi_S \approx 0.99$$

Por lo tanto, al ver que las razones de las viscosidades son similares se optó por los cálculos realizados para más exactitud.

2.6.6. COEFICIENTE DE PELICULA CORREGIDO PARA LOS TUBOS Y LA CORAZA

- Cálculo del coeficiente corregido para los tubos y la coraza

El coeficiente de película corregido se obtendrá al multiplicar el coeficiente de película obtenido anteriormente por el valor de la razón de viscosidades:

Tubos

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\varphi_t} \right) * \varphi_t = \left(195.26 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F} \right) * 1.07 = 208.93 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Coraza

$$h_o = \frac{h_o}{\varphi_S} * \varphi_S = \left(230.412 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F} \right) * 0.92 = 212 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

2.6.7. COEFICIENTE TOTAL U_C

- Cálculo del coeficiente total limpio U_C

El coeficiente limpio (U_C) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U_C = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o}$$

Donde

$h_{io} \rightarrow$ Coeficiente de película corregido en el lado de los tubos.

$h_o \rightarrow$ Coeficiente de película corregido en el lado de la coraza.

Por lo que sustituyendo los valores:

$$U_c = \frac{h_{io} * h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{\left(208.93 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right) * \left(212 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)}{208.93 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F} + 212 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}} = 105.227 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

2.6.8. COEFICIENTE TOTAL DE DISEÑO U_D

- Cálculo del factor U_D nuevo

Con el valor de U_c obtenida se calculó el coeficiente de transferencia de calor U_d a partir de la siguiente ecuación:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_{d_i} + R_{d_o}}$$

Donde el coeficiente de película corregido ya se obtuvo anteriormente y los factores de obstrucción para ambos fluidos se encuentran en la tabla, por lo que sustituyendo los datos se obtiene un valor de:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{208.93 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}} + \frac{1}{212 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}} + 0.002 \frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU} + 0.002 \frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU}}$$

$$U_D = 74.06 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

2.6.9. FACTOR DE OBSTRUCCIÓN

El factor de obstrucción se determina por medio de la diferencia entre los coeficientes totales limpios y de diseño, y se expresa de la siguiente manera.

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c * U_D} = \frac{105.227 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F} - 74.06 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}}{105.227 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F} * 74.06 \frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}} = 0.004 \frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU}$$

2.7. CAIDA DE PRESION

2.7.1. CAIDA DE PRESION EN EL LADO DE LOS TUBOS

Con base a (KERN, 1999) la caída de presión en el lado de los tubos viene expresada por la siguiente expresión:

$$\Delta P_t = \frac{f * G_t^2 * L * n}{5.22 \times 10^{10} * D_i * S * \varphi_t}$$

Donde:

f → *factor de fricción*

G_s → *Masa – velocidad en el lado de los tubos*

L → *longitud de los tubos*

n → *numero de pasos*

D_e → *diametro interno de los tubos*

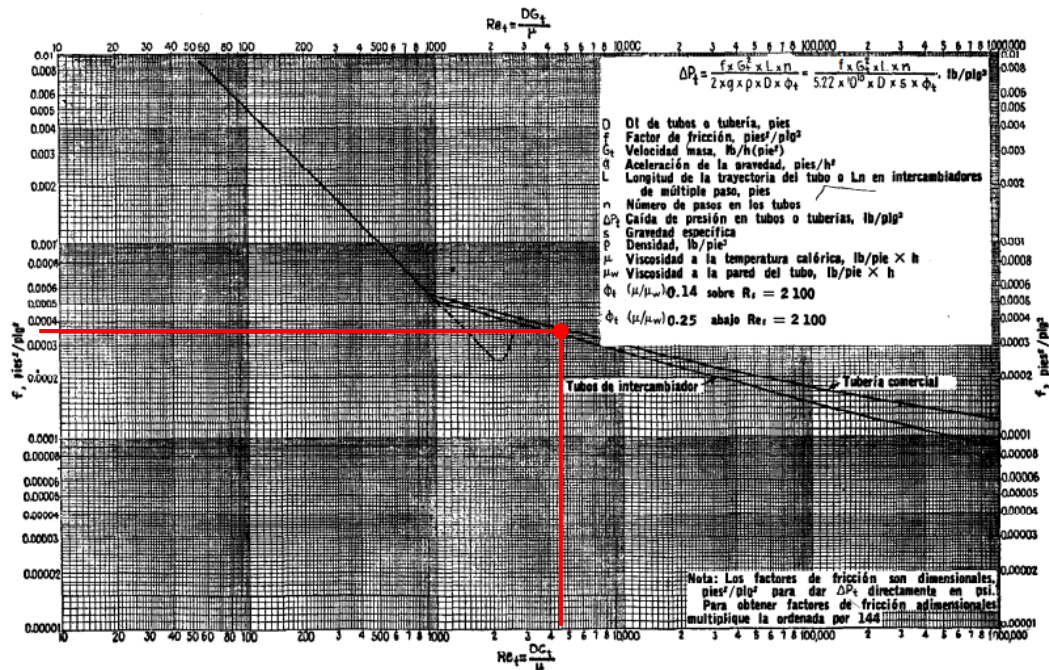
S → *gravedad especifica del HNO₃*

φ_t → *Razon de viscosidad en el lado de tubos*

2.7.1.1. FACTOR DE FRICCION

El factor de fricción está en función del número de Reynolds, con lo cálculos anteriores se obtuvo un numero de Reynolds para el lado de los tubos de 4,649.003, en base a ello el factor de fricción que se obtuvo con la gráfica 7 fue un valor de:

$$f = 0.00035 \frac{ft^2}{plg^2}$$



Gráfica 7. Factores de fricción, para lado de tubo. Fuente: (KERN, 1999, pág. 943)

2.7.1.2. GRAVEDAD ESPECIFICA DEL FLUIDO

La gravedad específica del HNO₃ al 60% se obtuvo de la tabla 5 donde la gravedad específica es $S = 1.38$

Compuesto	Mol.	S *	compuesto	Mol.	s *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.83	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	98.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	...	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 50%	...	1.13
Acido nítrico 95%	...	1.50	n-heptano	100.2	0.68
Acido nítrico 60%	...	1.38	n-hexano	86.1	0.66
Acido propiónico	74.1	0.99	Hidróxido de sodio 50%	...	1.53
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 98%	...	1.84	Yoduro de n-propilo	170.0	1.76
Acido sulfúrico 60%	...	1.05			

Tabla 7. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos. Fuente: (KERN, 1999, pág. 913).

2.7.1.3. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL LADO DE LOS TUBOS

Una vez obtenido los datos que nos faltaban se procedió calcular la caída de presión mediante:

$$\Delta P_t = \frac{f * G_t^2 * L * n}{5.22x10^{10} * D_l * S * \varphi_t}$$

Donde:

$$f = 0.00035$$

$$G_s = 307,050.42 \frac{lb}{ft^2 * h}$$

$$L = 12 ft$$

$$n = 2 \text{ pasos por los tubos}$$

$$S = 1.38$$

$$\varphi_t = 1.07$$

$$D_l = 0.774 plg = 0.0645 ft$$

Sustituyendo los valores

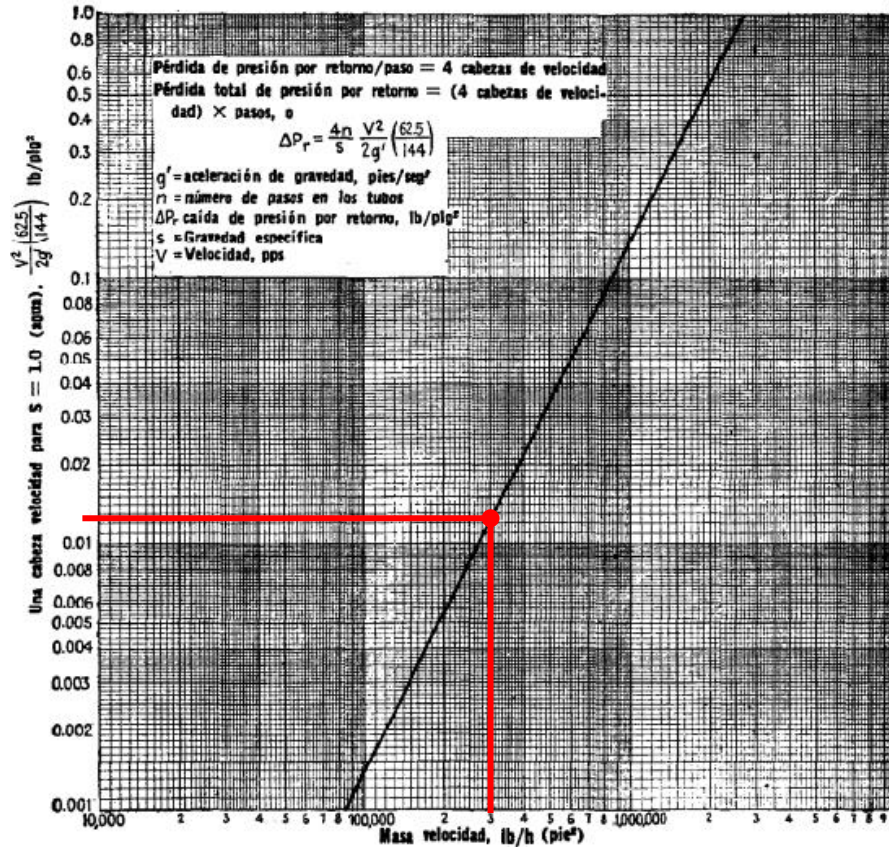
$$\Delta P = \frac{0.00035 \frac{ft^2}{plg^2} * \left(307,050.42 \frac{lb}{ft^2 * h} \right)^2 * 12 ft * 2}{5.22x10^{10} * 0.0645 ft * 1.38 * 1.07} = 0.16 \frac{lb}{plg^2}$$

2.7.1.4. PERDIDA DE PROGRESO

El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamada pérdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida y se expresa como:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} * \frac{V^2}{2g'}$$

Donde para calcular la expresión $\frac{V^2}{2g'}$, se usará la gráfica 8, la cual está en función de la masa velocidad del fluido, cuyo valor de la masa velocidad en el lado de los tubos fue de $307,050.42 \frac{lb}{ft^2 * h}$.



Gráfica 8. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos. Fuente: (KERN, 1999, pág. 942).

El resultado obtenido al leer la gráfica con respecto a la masa velocidad fue de:

$$\frac{V^2}{2g'} = 0.013 \frac{lb}{plg^2}$$

Por lo tanto

$$\Delta P_r = \frac{4 * 2}{1.38} * 0.013 \frac{lb}{plg^2} = 0.0754 \frac{lb}{plg^2}$$

Por consiguiente, la caída de presión total en el lado de los tubos es

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_t$$

$$\Delta P_T = 0.0754 \frac{lb}{plg^2} + 0.1561 \frac{lb}{plg^2} = 0.2315 \frac{lb}{plg^2}$$

2.7.2. CAIDA DE PRESION EN EL LADO DE LA CORAZA

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores (KERN, 1999). También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Dado ello se ha obtenido una correlación usando el producto de la distancia a través del haz, tomando D, en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el haz se cruza como N + 1:

$$\Delta P = \frac{f * G_s^2 * D_s * (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} * D_e * S * \varphi_s}$$

Donde:

f → *factor de fricción*

G_s → *Masa – velocidad en el lado de la coraza*

D_s → *diámetro interno de la coraza*

$(N + 1)$ → *numero de cruces*

D_e → *diámetro equivalente*

S → *gravedad específica del H_2SO_4*

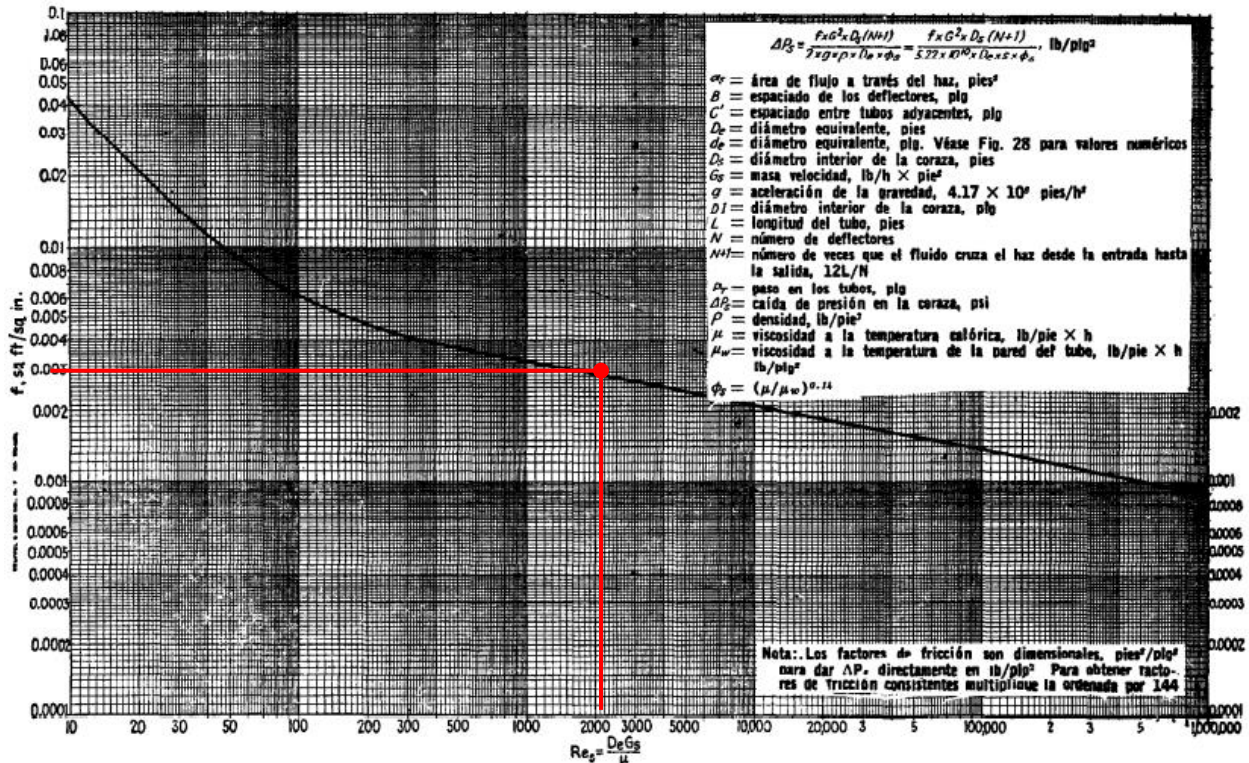
φ_s → *coeficiente*

2.7.2.1. FACTOR DE FRICCION

Para el cálculo del factor de fricción se necesitó del siguiente diagrama (grafica 9), la cual está en función del número de Reynolds obtenido anteriormente para el lado de la coraza.

Con un numero de Reynolds para el fluido en la coraza de 2,197.432, se obtuvo un valor del factor de fricción de:

$$f = 0.003 \frac{ft^2}{plg^2}$$



Gráfica 9. Factores de fricción, para lado de tubo. Fuente: (KERN, 1999, pág. 944).

2.7.2.2. NÚMERO DE CRUCES (N + 1)

El número de cruces es el número de veces que el haz se cruza y se determina mediante la siguiente expresión:

$$(N + 1) = \frac{12 * L}{B}$$

Donde

N → Número de deflectores

L → Longitud de los tubos

B → Espaciado entre deflectores

Por lo tanto

$$(N + 1) = \frac{12 * 12 \text{ ft}}{2 \text{ plg}} = 72$$

A partir del número de cruces donde N es el número de deflectores, por lo tanto, el número de deflectores será:

$$N + 1 = 72$$

$$N = 72 - 1 = 71$$

2.7.2.3. GRAVEDAD ESPECIFICA

La determinación de la gravedad específica del fluido usando (H₂SO₄ al 98%), se determinó mediante la tabla 7, cuyo valor de la gravedad específica del H₂SO₄ al 98% es:

$$S = 1.84$$

2.7.2.4. CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA

Una vez obtenido los datos faltantes, se procedió a calcular de la caída de presión en el lado de la coraza a partir de:

$$\Delta P = \frac{f * G_s^2 * D_s * (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} * D_e * S * \varphi_s}$$

Donde:

$$f = 0.003 \frac{ft^2}{plg^2}$$

$$(N + 1) = 72$$

$$G_s = 340,915.464 \frac{lb}{ft^2 * h}$$

$$D_s = \frac{7 plg}{12} = 0.5833 ft$$

$$D_e = 0.05925 ft$$

$$S_{H_2SO_4} = 1.84$$

$$\varphi_s = 0.92$$

sustituyendo los valores, se obtuvo una caída de presión de:

$$\Delta P_s = \frac{0.003 \frac{ft^2}{plg^2} * \left(340,915.464 \frac{lb}{ft^2 * h} \right)^2 * 0.5833 ft * 72}{5.22 \times 10^{10} * 0.05925 ft * 1.84 * 0.92} = 2.8 \frac{lb}{plg^2}$$

2.8. CALCULOS POR SIMULACION EN EXCEL

RESUMEN DE LOS CÁLCULOS OBTENIDOS:

Parámetro	Lado de tubos	Lado de la coraza
Área de transferencia de calor (ft)	70.201	
Longitud de tubos (ft)	12	
Área de flujo (ft^2)	0.0359	0.0194
Masa velocidad (G)		
Velocidad ft/s	1.014	2.1255
Diámetro interno (in)	0.774	7
Diámetro externo (in)	1	-
Diámetro equivalente (in)	-	0.711
No de Reynolds	4,649.003	2,197.432
Factor de transferencia de Calor (J_H)	17	24
Coeficiente película (h/ϕ) ($\frac{BTU}{h*ft^2*°F}$)	195.26	230.412
Coeficiente película corregido (h) ($\frac{BTU}{h*ft^2*°F}$)	208.93	212
Coeficiente total limpio (U_c) ($\frac{BTU}{h*ft^2*°F}$)	105.227	
Coeficiente Global de Transferencia de calor (U_d) ($\frac{BTU}{h*ft^2*°F}$)	74.06	
Factor de fricción $\frac{h*ft^2*°F}{BTU}$	0.00035	0.003
Caída de presión $\frac{lb}{plg^2}$	0.2315	2.71
Numero de cruces	72	
Numero de deflectores	71	
Espaciado de deflectores (plg)	2	
Pitch (paso por tubos) (plg)	1.25	
Tipo de arreglo de tubos	Triangular 60°	

Tabla 8. Resumen del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza obtenidos de la iteración de la primera serie de cálculos.

La caída de presión para el lado de los tubos y para el lado de la coraza con los resultados obtenidos en esta serie de cálculos se obtuvieron una caída de presión de 0.2315 lb/plg² y 2.8 lb/plg² para los tubos y la coraza respectivamente lo cual están dentro del rango máximo permitido (<10 psi), sin embargo, como el coeficiente global de transferencia de calor (U_D) no se acerca al coeficiente global de transferencia de calor supuesto, se hará una método de iteración de estos datos por medio de una hoja de cálculo de Excel, donde el objetivo es igual el coeficiente global de transferencia de calor supuesto con el calculado, dado ello tomando como referencia el U_D calculado como el supuesto, se obtuvieron los siguientes resultados:

PARAMETRO	TUBOS		CORAZA
Área Req con U_d calculado	44.2427686		ft^2
Área Req nuevo	31.4159265		ft^2
Área Real	31.4159265		ft^2
No de tubos	10		
Diámetro interno	0.774	5	in
Diámetro externo	1	-	in
Diámetro equivalente	0.710916		in
Área de flujo	0.016326389	0.013925	ft^2
Masa velocidad	675171.3484	474941.7	$\frac{lb}{ft^2 * h}$
Velocidad	2.23	2.1255	ft/s
No de Reynolds	10223.14474	3060.943	
Coeficiente película (h/ϕ)	283.8748895	276.5194	$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$
T_w	137.9503		$^\circ F$
μ_w	2.86976	18.1602	
Coeficiente película corregido (h)	300.0150813	251.3781	$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$
U_c anterior			$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$

<i>Uc nuevo</i>	136.77577		$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$
<i>Ud requerido</i>	40		$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$
<i>Ud calculado</i>	88.3851833		$\left(\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}\right)$
<i>factor de fricción</i>	0.0003	0.0024	$\frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU}$
<i>caída de presión</i>	1.02	3.15	$\frac{lb}{in^2}$
<i>Numero de cruces</i>	72		
<i>Numero de deflectore</i>	71		

Tabla 9. Resultados obtenidos de la iteración de la primera serie de cálculos por medio de Excel.
Fuente: elaboración propia

Como se puede ver en la tabla 9, con ayuda del software de Excel método finalizo cuando el área real y requerida fueran las mismas y por ende los coeficientes globales de transferencia de calor fueran las mismas y se obtuvieron un valor del área de 32. 69 ft² y para el coeficiente de transferencia de calor fue de 85.8102383 Btu/h ft² °F.

Con estos valores se podría decir que el diseño de nuestro intercambiador de calor es el indicado, pero hay un factor fundamental que hay que considerar y ese es la velocidad a la que fluye el ácido nítrico en los tubos la cual debe estar entre un rango de 3 a 8 ft/s (SERTH, 2007) y el valor que se obtuvo fue de 2.23 ft/s.

De acuerdo a ello se decidió hacer cambios en el diseño del intercambiador para así obtener una la velocidad adecuada al rango establecido, en el que decidió por cambiar las dimensiones del intercambiador como la longitud de los tubos a 16 ft sin embargo al hacer los cálculos se presentaba un diámetro del intercambiador de calor muy bajo, por ende, un numero de tubos muy bajos.

Por lo que se decido hacer los cálculos con una longitud de los tubos de 12 ft y un diámetro externo de los tubos de ¾ de pulgada, y además de reducir el número de deflectores, puesto que al diseñar el intercambiador de calor algunos deflectores obstruirían el ingreso y salida del

fluido y también afectarían el paso alrededor de la coraza, dichos resultados se presentan en las siguientes tablas:

Resultados antes de la iteración usando como ayuda una hoja de cálculo de Excel, basándose en el método usado anteriormente:

PARAMETRO	TUBOS	CORAZA	
Área Req con Ud supuesto	70.1303637		ft^2
Área Req con Ud calculado	39.39487265		ft^2
Área Real	70.1480627		ft^2
No de tubos	30		
Diámetro interno	0.532	7	in
Diámetro externo	0.75	-	in
Diámetro equivalente	-	0.710916	in
Área de flujo	0.023052441	0.024968	ft^2
Masa velocidad	478175.3896	264890.2	$\frac{lb}{ft^2 * h}$
Velocidad	1.58	2.1255	ft/s
No de Reynolds	4976.550293	1704.944	
Coeficiente película corregido (h/ϕ)	212.7849095	200.6858	$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Tw	137.2152		$^\circ F$
μ_w	2.86976	18.6086	
Coeficiente película corregido (h)	224.883159	181.8174	$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Uc	100.53507		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Ud supuesto	40		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Ud calculado	71.70115		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$

Tabla 10. Resumen del dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza con las nuevas especificaciones obtenidos por medio de Excel. Fuente: elaboración propia.

Resultados después de la iteración final del intercambiador de calor:

PARAMETRO	TUBOS	CORAZA	
Área Req con Ud calculado	30.09343774		ft^2
Área Real nuevo	30.1010325		ft^2
No de tubos nuevo	13		
Diámetro interno	0.532	5	in
Diámetro externo	0.75	-	in
Diámetro equivalente		0.710916	in
area de flujo	0.009891966	0.016356	ft^2
Masa velocidad	1114349.722	404373.8	$\frac{lb}{ft^2 * h}$
Velocidad	3.68	2.1255	ft/s
No de Reynolds	11597.45474	2602.718	
Coefficiente película corregido (h/ϕ)	418.6858233	253.2568	$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Tw	127.3335		$^\circ F$
μw	3.11638	21.299	
Coefficiente película corregido (h)	437.4130019	225.1487	$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Uc anterior	100.53507		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Uc nuevo	148.6397		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Ud supuesto	40		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Ud calculado	93.216819		$\frac{BTU}{h * ft^2 * ^\circ F}$
Factor de fricción	0.00027	0.00295	$\frac{h * ft^2 * ^\circ F}{BTU}$
Caída de presión	3.5132	2.1364	Lb/in ²
Numero de cruces	57		
Numero de Baffles	56		

Tabla 11. Resultados obtenidos de la iteración de los datos correspondiente a la tabla 8 por medio de Excel. Fuente: elaboración propia.

Los datos de la tabla 11 nos muestra los resultados obtenidos de la iteración de la segunda serie de cálculos correspondientes de la tabla 10, en este caso al contrario de la primera serie de cálculos realizados se obtuvo una velocidad de 3.68 ft/s, la cual está en el rango permitido de 8 a 3 ft/s de acuerdo a. A demás se obtuvo un área real y requerida de aproximadamente 30.1 ft² y un coeficiente de transferencia de calor de 93.216819 Btu/h ft² °F.

2.9. DISEÑO MECANICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el diseño mecanico de nuestro intercambiador de calor utiliza como referencia el código ASME y la norma TEMA. En el que para la fabricacion y el diseño de las partes de nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza se usaran los resultados obtenidos de la tabla 11 correspondiente a los resultados obtenidos durante a la segunda serie de calculos, debido a que estos calculos son los adecuados y estan entre los rangos premitidos de caida de presion, velocidad del fluido por los tubos, el area y del coeficiente global de transferencia de calor (Ud).

Y además que como los fluidos a utilizar son de utilizados en de procesos químicos el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor de tubo y carcasa será bajo los estándares mecánicos de la norma TEMA para intercambiadores de calor de clase “B”.

2.9.1. TEMPERATURA DE DISEÑO

La temperatura de diseño para nuestro intercambiador de calor se determinará mediante lo sugerido por el código (ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code: SECTION VIII, DIVISION 1, Rules for Construction of Pressure Vessels, 2019, págs. 15, Subseccion A, parte UG-20) y por la normativa (TEMA, 2007, págs. 5-1.2; Seccion 5, parte RCB-1.4), y de acuerdo a (RODRIGUEZ & MADRIGAL, 2008) en el cual nos mencionan que para fluidos que operan con una temperatura superior a 32 °F (0 °C), la temperatura de diseño será la que resulte mayor de las siguientes expresiones:

$$T_D = 1.1 * T_O$$

$$T_D = T_O + 25 \text{ } ^\circ F$$

$$T_D = 150 \text{ } ^\circ F$$

Donde T_o es la temperatura de operación, el cual es el valor normal de temperatura en las condiciones de operación del proceso, a la cual el cambiador de calor será expuesto. Para este caso las temperaturas de operación para el lado de los tubos y en el lado de la coraza serán las temperaturas máximas de funcionamiento, es decir, la temperatura máxima del fluido frío y la del fluido caliente.

2.9.1.1. TEMPERATURA DE DISEÑO PARA EL LADO DE LOS TUBOS

Considerando a la temperatura de salida del fluido frío como la temperatura de operación se tiene:

$$T_o = t_2 = 108.99258 \text{ } ^\circ F$$

Aplicando las tres expresiones para ver que temperatura es mayor se obtuvo lo siguiente:

$$T_D = 1.1 * 108.99258 \text{ } ^\circ F = 119.891838 \text{ } ^\circ F$$

$$T_D = 108.99258 \text{ } ^\circ F + 25 \text{ } ^\circ F = 133.99258 \text{ } ^\circ F$$

$$T_D = 150 \text{ } ^\circ F$$

Con estas expresiones se tomó en consideración una temperatura de diseño de $150 \text{ } ^\circ F$, puesto que fue la temperatura mayor registrada en comparación de las otras.

2.9.1.2. TEMPERATURA DE DISEÑO PARA EL LADO DE LA CORAZA

Considerando a la temperatura de entrada del fluido caliente como la temperatura de operación se tiene lo siguiente:

$$T_o = T_1 = 230 \text{ } ^\circ F$$

Aplicando las tres expresiones para ver que temperatura es mayor se obtuvo lo siguiente:

$$T_D = 1.1 * 230 \text{ } ^\circ F = 253 \text{ } ^\circ F$$

$$T_D = 230 \text{ } ^\circ F + 25 \text{ } ^\circ F = 255 \text{ } ^\circ F$$

$$T_D = 150 \text{ } ^\circ F$$

En este caso se tomó en consideración una temperatura de diseño de 255 °F, puesto que fue la temperatura mayor registrada.

Dado estos resultados, estas temperaturas de diseño están en los rangos permitidos puesto que según (ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code: SECTION VIII, DIVISION 1, Rules for Construction of Pressure Vessels, 2019, págs. 15, Subseccion A, parte UG-20) nos menciona que la temperatura de diseño no debe ser superior a 650 °F (345 °C) ni inferior a -20 °F (-29 °C).

2.9.2. PRESION DE DISEÑO

La presión de diseño se define como la presión que será utilizada en el diseño del intercambiador de calor. Para servicios a “vacío” se debe especificar una presión externa de diseño de 15.2 lb/Pulg² (vacío total). Para una presión de operación arriba de la atmosférica, la presión de diseño será determinado mediante de las siguientes expresiones (RODRIGUEZ & MADRIGAL, 2008):

En caso de que la presión de operación sea menor que 300 psi

$$P_o < 300 \text{ Psi}$$

Entonces la presión de diseño se define por:

$$P_d = P_o + 30 \text{ Psi}$$

Pero si la presión de operación es mayor que 300 psi

$$P_o > 300 \text{ Psi}$$

La presión de diseño se define por:

$$P_d = 1.1 * P_o$$

En este caso como las presiones de operación para el ácido sulfúrico al 98% y el ácido nítrico al 60% son la presión a las que estos están trabajando en la fabricación de fertilizantes cuyos valores son de 1 bar y 5 bar respectivamente, se utilizará el primer método ya que las presiones son menores que 300 psi (20.68427 bares).

2.9.2.1. PRESIÓN DE DISEÑO EN EL LADO DE LOS TUBOS

Considerando una presión de operación como la presión de trabajo del ácido nítrico al 60% en la producción de fertilizantes se tiene lo siguiente:

$$P_o = 5 \text{ Bar} = 72.51887 \text{ Psi}$$

Aplicando la expresión:

$$P_d = P_o + 30 \text{ Psi}$$

Por lo tanto, la presión de diseño es:

$$P_d = 72.51887 \text{ Psi} + 30 \text{ Psi} = 102.51887 \text{ psi}$$

2.9.2.2. PRESIÓN DE DISEÑO EN EL LADO DE LA CORAZA

Considerando una presión de operación como la presión de trabajo del ácido sulfúrico al 98% en la producción de fertilizantes se tiene lo siguiente:

$$P_o = 1 \text{ Bar} = 14.50377 \text{ Psi}$$

Aplicando primera la expresión, para el cálculo de la presión de diseño se tiene que:

$$P_d = 14.50377 \text{ Psi} + 30 \text{ Psi} = 44.50377 \text{ Psi}$$

2.10. DISEÑO MECANICO DE LAS PARTES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.10.1. TUBOS

Las dimensiones de los tubos se definio al principio de los calculos, donde el diametro exterior de los tubos es de $\frac{3}{4}$ in, con un espesor de los tubos de 0.109 in y un diametro interno de 0.532 in. De acuerdo a la norma TEMA las longitudes de los tubos más comúnmente usadas son de 98,120,144,192 y 240 plg. Y para este caso se optó por una longitud de 12 ft (144 plg) debido a que los cálculos realizados se obtenían que al aumentar la longitud de los tubos menor sería el diámetro de la coraza y por ende menor número de tubos.

Las dimensiones de los tubos se presentan en las siguientes figuras:

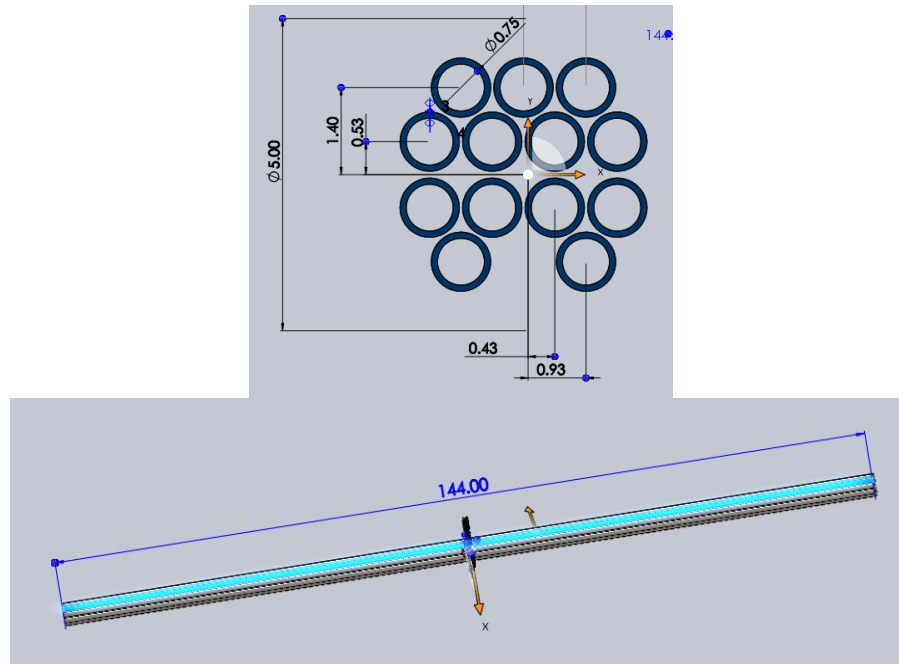


Figura 36. Dimensionamiento de los tubos del intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks

2.10.2. CORAZA

Al conocer el diámetro interno de nuestra coraza, lo único que nos falta es el diámetro externo y para ello se debe conocer el espesor de la coraza, en la norma TEMA nos proporcionan espesores para diferentes tipos de diámetros internos de la coraza, sin embargo como nuestro diámetro no se encuentra entre los rangos establecidos en la norma, el código ASME nos menciona como determinar el espesor de los recipientes a presión en función del diámetro o radio interno de la coraza y su presión de diseño, y como nuestra coraza es un recipiente a presión, el espesor se determina mediante la siguiente expresión:

Cálculo del espesor de la coraza

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{S * E - 0.6Pd}$$

Donde

t → Espesor de la coraza, plg

Pd → Presión de diseño en el lado de la coraza. Psi

$R_{interno}$ → Radio interno de la coraza, plg

S → Tensión máxima permitido, Psi

E → Eficiencia de la junta

Para en el lado de la coraza como el material del diseño es de acero inoxidable tipo austenítico con 20 Cr; 29 Ni; 2.5 Mo; 3.5 Tipo de Cu con una temperatura de diseño de 255 °F, se obtuvo un valor de tensión máximo permitido (S) de 83.98 MPa obtenida del código ASME Sección II, subparte 1, la cual nos especifica las propiedades de los materiales a utilizar y para la eficiencia de la junta (E) para una junta apropiada en corazas cilíndricas o esféricas, para recipientes soldados, se usa la eficiencia especificada en la parte UW-12 del código ASME, el cual para recipientes a presión generalmente se usa un tipo de junta 1 cuya eficiencia es de 1 ya que se supone que esta junta está sujeta a una radiografía al 100%.

Sustituyendo los valores en la formula del cálculo del espesor se tiene:

$$Pd \rightarrow 44.50377 \text{ Psi}$$

$$R_{\text{interno}} \rightarrow 2.5 \text{ in}$$

$$S \rightarrow 83.98 \text{ MPa} = 12177.368 \text{ psi}$$

$$E \rightarrow 1$$

$$t = \frac{44.50377 \text{ Psi} * 2.5 \text{ in}}{(12177.368 \text{ psi} * 1) - (0.6 * 44.50377 \text{ Psi})} = 0.00916 \text{ in}$$

Teniendo en cuenta este espesor, el código ASME nos menciona que se debe tomar en cuenta el valor del margen de corrosión (ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code: SECTION VIII, DIVISION 1, Rules for Construction of Pressure Vessels, 2019, págs. 18; parte UG-25). Puesto que el margen de corrosión será de preferencia tomado de la velocidad real de desgaste en el tiempo de vida útil determinado, por lo que para nuestro diseño se optó por un margen de corrosión de la 1/16 in (1.5875 mm), ya que con este margen de corrosión se estima un desgaste por corrosión de 5 milésimas de in por año y, por lo tanto, es satisfactorio para recipientes y tuberías.

$$t = 0.00916 \text{ in} + \frac{1}{16} \text{ in} = 0.07166 \text{ in}$$

DIAMETRO EXTERIOR DE LA CORAZA

Una vez calculado el valor del espesor para nuestra coraza, el diámetro externo se determinará por medio de la siguiente expresión:

$$D_E = D_{I\text{ CORAZA}} + (2 * t)$$

Donde

$D_E \rightarrow$ *Diámetro externo de la coraza, in*

$D_{I\text{ CORAZA}} \rightarrow$ *Diámetro interno de la coraza = 5 in*

$t \rightarrow$ *Espesor de la coraza = 0.07166 in*

$$D_E = 5\text{ in} + (2 * 0.07166\text{ in}) = 5.14332\text{ in}$$

Con base a estos resultados las siguientes figuras representan el diseño generado por el software SolidWorks:

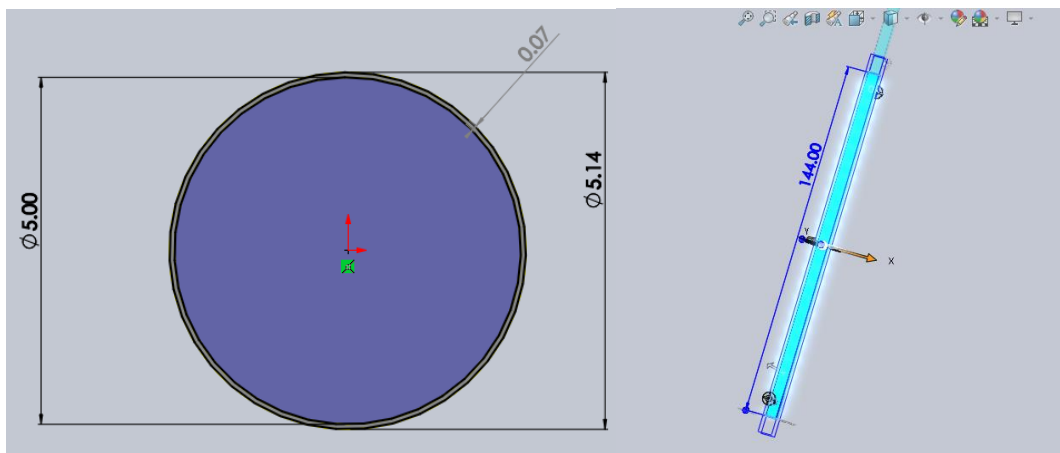


Figura 37. Dimensionamiento de la coraza. Fuente: SolidWorks

2.10.3. ESPEJOS DE TUBOS

El diseño de estos elementos se hace mediante a la norma TEMA, de acuerdo a (VALDEZ, 2001), recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores clase B y C, y al menos del mismo diámetro exterior de los tubos para los intercambiadores clase R.

$$t = \frac{F * G}{3} * \sqrt{\frac{P}{n * S}} + C$$

Donde

$T \rightarrow$ Espesor del espejo (in).

$S \rightarrow$ Tensión máximo permitido, psi.

$P \rightarrow$ Presión de diseño, psi.

$F \rightarrow$ Constante que depende del tipo de espejo

$G \rightarrow$ Diámetro medio del empaque o la carcaza (in).

$t_s \rightarrow$ Espesor de la coraza

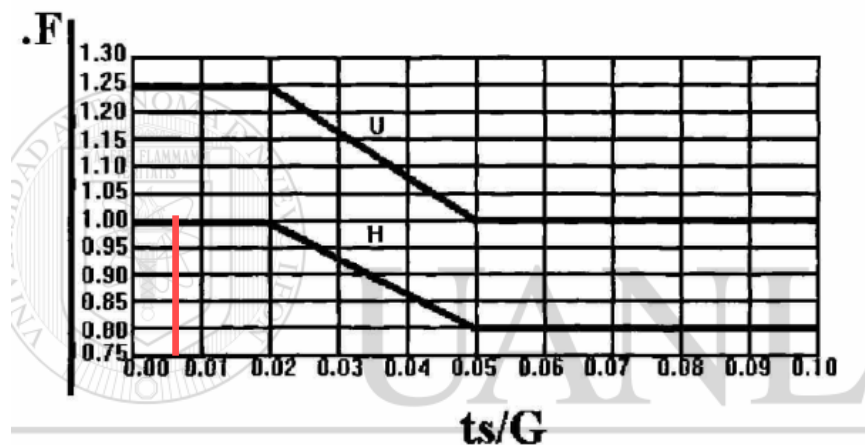
$n \rightarrow$ Constante que depende del tipo de arreglo

$C \rightarrow$ Margen de corrosion

Para el cálculo de F (Constante que depende del tipo de espejo). El valor de F varía entre 0.8 y 1.25. donde F se puede evaluar por medio de la gráfica 10. Cabe resaltar que la curva U se usa para espejos no fijos, y la curva H se usa para espejos fijos.

Donde:

$$\frac{t_s}{G} = \frac{0.07166 \text{ in}}{5 \text{ in}} = 0.01432$$



Gráfica 10. Relación espesor de pared /diámetro para espejos. Fuente: (VALDEZ, 2001)

$$F = 1$$

Para determinar la constante que depende del tipo de arreglo, este se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{P_T}{d_o}\right]^2}$$

Donde:

n = Constante que depende del tipo de arreglo

P_T = Paso de tubos, = 1 in

d_o = diametro externo de los tubos, = 0.75 in

Por lo tanto

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{1 \text{ in}}{0.75 \text{ in}}\right]^2} = 0.49$$

2.10.3. 1. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LOS ESPEJOS

Para el valor de la tensión máxima permitida (S) y el margen de corrosión serán los mismos que cuando se calculó el espesor de la coraza, puesto que los espejos de los tubos serán fabricados del mismo material que la coraza porque en ese lado fluirá el fluido caliente (H_2SO_4 al 98%).

$$t = \frac{F * G}{3} * \sqrt{\frac{P}{n * S}} + C = \frac{1 * 5 \text{ in}}{3} * \sqrt{\frac{44.50377 \text{ psi}}{0.49 * 12177.368 \text{ psi}}} + \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = 0.144 \text{ in} + \frac{1}{16} \text{ in} = 0.2065 \text{ in}$$

En las figura de abajo se muestran el diseño del espejo de tubos para ambos lados de la coraza, con los resultados obtenidos.

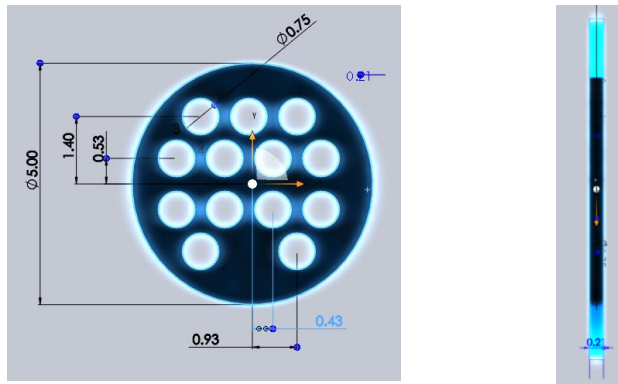


Figura 38. Dimensionamiento del espejo del haz de tubos. Fuente: SolidWorks

2.10.4. DEFLECTORES

Para el lado de los deflectores se procederá a determinar el espesor de los deflectores de acuerdo a la norma TEMA, la cual estos están en función de un rango de diámetros nominales para cualquier tamaño de la coraza, del diámetro interior de la coraza y del número de deflectores utilizados, donde la siguiente tabla nos presenta los rangos permitidos por la norma:

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

Tabla 12. Espesores de los deflectores a diferentes diámetros de la coraza. Fuente: (TEMA, 2007, págs. 5.4-2; Parte RCB-4.4).

Como en la tabla presentada no se encuentra el diámetro de nuestra coraza, por ello se ha tomado las dimensiones del diámetro más próximo que es el de 6 in, el cual a una longitud mayor de 60 in tiene un espesor de 3/8 in. La figura de abajo presenta el diseño de los deflectores de acuerdo con los datos establecidos.

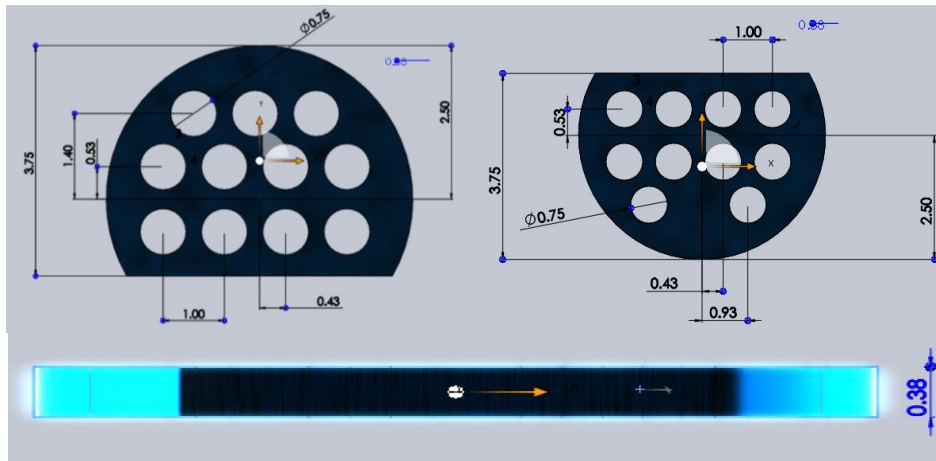


Figura 39. Dimensionamiento de los deflectores para el intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks

2.10.5. CABEZAL

Los cabezales están conformados por una tapa y un canal por ello se procederá a diseñar los cabezales para nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza. Para el diseño de las tapas se hizo de acuerdo a las partes UG-32 y UG-33 del código ASME, sección VIII, división I. de acuerdo a la norma, los espesores se presentan dependiendo del tipo de tapa (figura de abajo) y como en este caso como el intercambiador de calor de tubos y coraza es de tipo BEM (hoja de tubos fijos o cabezal fijo) se optó por una tapa tipo elipsoidal ya que es similar al cabezal tipo B.

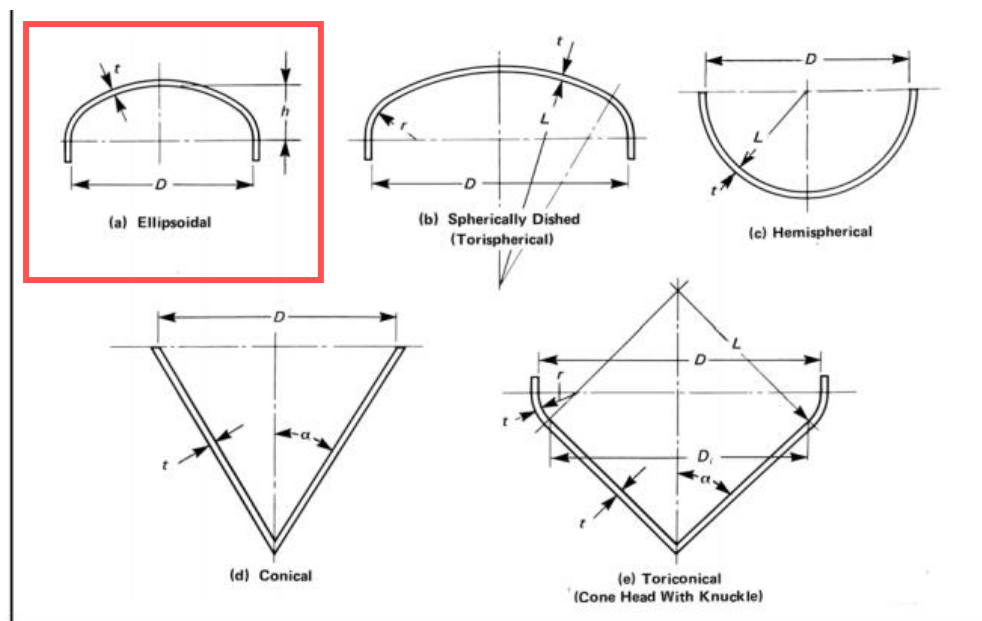


Figura 40. Dimensiones principales de cabezas típicas. Fuente: (ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code: SECTION VIII, DIVISION 1, Rules for Construction of Pressure Vessels, 2019, pág. 378).

La ecuación para el cálculo del espesor de acuerdo al código ASME parte UG-32 y UG-33, de tapas elipsoidales sumándole un margen de corrosión es tal que:

$$t = \frac{Pd * D_I}{2 * S * E - 0.2 * P_d} + C$$

$$t = \frac{44.50377 \text{ Psi} * 2.5 \text{ in}}{2 * (12177.368 \text{ psi} * 1) - (0.2 * 44.50377 \text{ Psi})} + \frac{1}{16} \text{ plg} = 0.0671 \text{ in}$$

2.10.5.1. DIÁMETRO EXTERNO DE LA TAPA

De igual manera como se calculó el diámetro exterior de la coraza se procedió a calcular el diámetro exterior de la tapa:

$$D_o = D_{I\text{Tapa}} + (2 * t)$$

Donde

$D_o \rightarrow$ Diámetro externo de la tapa, in

$D_I \rightarrow$ Diámetro interno de la tapa = 5 in

$t \rightarrow$ Espesr de la coraza = 0.0671 in

$$D_o = 5 \text{ in} + (2 * 0.0671 \text{ in}) = 5.1342 \text{ in}$$

Nótese que el diámetro externo obtenido para la tapa esta aproximado al diámetro externo de la coraza por lo tanto se optó por tener las mismas dimensiones para el lado de la tapa y en el canal con el fin de evitar inconvenientes que puedan afectar en la construcción del intercambiador de calor.

2.10.5.2. ALTURA DEL CANAL

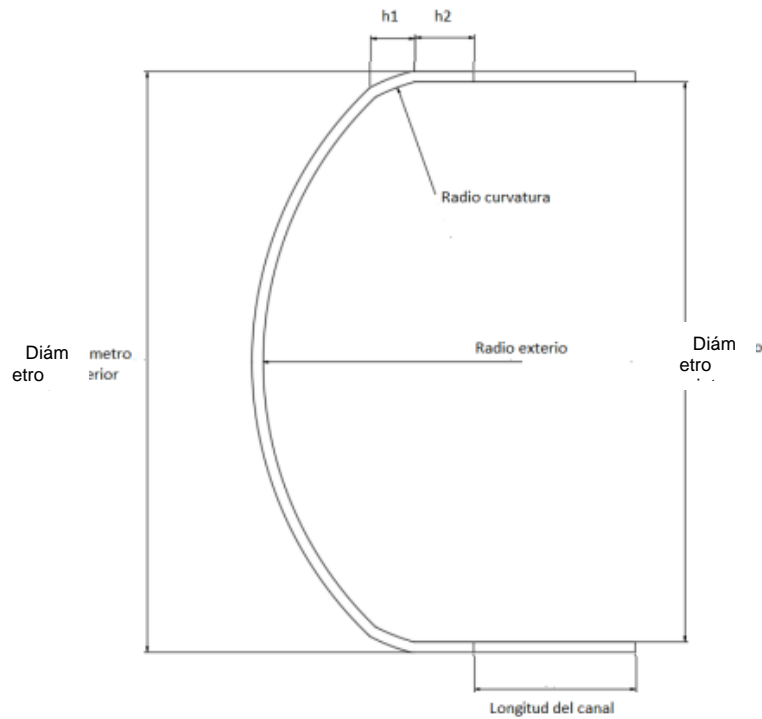


Figura 41. Tapa semielíptica o elipsoidal. Fuente: (HUERTAS, 2017).

Para calcular la altura de la tapa elipsoidal, se determina por medio de la siguiente expresión dada por (HUERTAS, 2017):

$$h_1 = \frac{D_i}{4}$$

donde

$h_1 \rightarrow$ Altura de la tapa, in

$D_i \rightarrow$ Diámetro interno de la coraza = 5 in

$$h_1 = \frac{D_i}{4} = \frac{5 \text{ in}}{4} = 1.25 \text{ in}$$

2.10.5.3. ALTURA DE CURVATURA DE LA TAPA

Para la altura de la curvatura de la tapa se determina mediante la siguiente expresión:

$$h_2 = 0.33 * h_1$$

Donde:

h_2 → *Altura de curvatura de la tapa*

h_1 → *Altura de la tapa elipsoidal*

Por lo tanto

$$h_2 = 0.33 * h_1 = 0.33 * 1.25 \text{ in} = 0.4125 \text{ in}$$

2.10.5.4. LONGITUD DE LA TAPA

La longitud de la tapa es la suma de la altura de la curvatura de la tapa más la profundidad de la tapa (h_1), por lo que:

$$h_{cc} = h_1 + h_2 = 1.25 \text{ in} + 0.4125 \text{ in} = 1.6625 \text{ in}$$

2.10.5.5. LONGITUD TOTAL DEL CABEZAL

$$H_c = D_o = 5.14332 \text{ in}$$

2.10.5.6. LONGITUD DEL CANAL

$$h_c = H_c + h_{cc} = 5.14332 \text{ in} + 1.6625 \text{ in} = 6.80582 \text{ in}$$

Con todo estos datos la siguiente figura representa el diseño generado por el software SolidWorks:

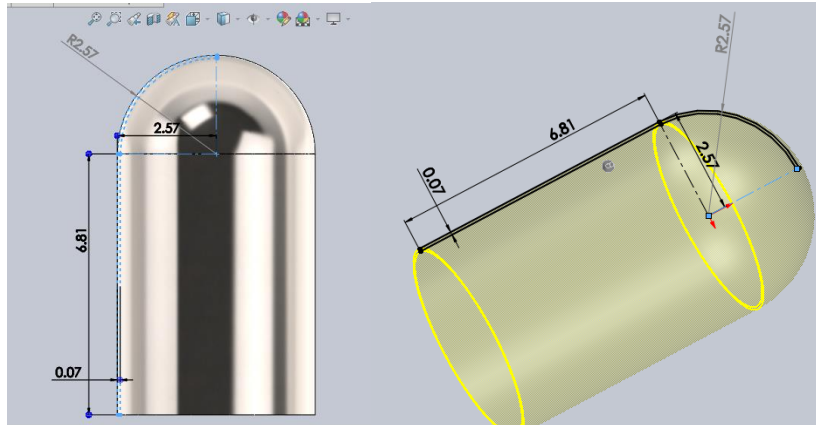


Figura 42. Dimensionamiento del cabezal. Fuente: SolidWorks

2.10.6. BRIDAS

Las bridas son elementos de unión cuya función es unir un componente con otro. Para la selección de las bridas se optó por un tipo de bridad de cuello soldable ya que este tipo de brida están destinado a actividades que conllevan una alta presión y condiciones extremas (frío o calor), inflamables o corrosivos, etc. y, sobre todo, en entornos donde las fugas deben ser mínimas o casi inexistentes.

Para su diseño se utilizó un catálogo extraído de (GRUPO HASTINIK, 2002), cómo se puede ver en la figura de abajo, a una presión nominal de 10 bares, puesto que la presión máxima de operación a utilizar en nuestro intercambiador de calor es de 102.51887 psi, ósea, 7.06842 bares. Cabe resaltar que los datos de la figura de abajo, son de una presión nominal de 16 bares ya que esos datos son los mismos que para una presión nominal de 10 bares.

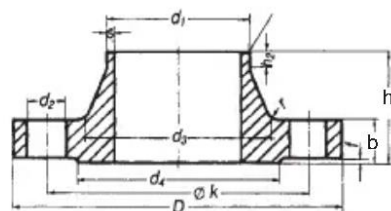


Figura 43. Esquema para el diseño y dimensionamiento de las bridas de cuello soldable. Fuente: (GRUPO HASTINIK, 2002, pág. 36).

Presión nominal 16 DIN 2633															
Tubo		Brida			Cuello				Resalte		Tornillos			Peso/U. (7,85 kg/dm ³) kg≈	
DN	d ₁ ISO	D	b	k	h ₁	d ₃	s	r	h ₂	d ₄	f	Cant.	Rosca		d ₂
10	17,2	90	14	60	35	28	1,8	4	6	40	2	4	M12	14	0,580
15	21,3	95		65		32	2			45					0,648
20	26,9	105	16	75	38	40	2,3	6	7	58	2	4	M16	18	0,952
25	33,7	115		85		45	68			1,14					
32	42,4	140		100		40	56			2,6					78
40	48,3	150	18	110	45	64	2,9	6	8	88	3	4	M16	18	1,86
50	60,3	165		125		75				102					2,53
65	76,1	185	20	145	50	90	3,2	8	10	122	3	4	M16	18	3,06
80	88,9	200		160		105				138					3,70
100	114,3	220	22	180	55	131	3,6	10	12	158	3	4	M20	22	4,62
125	139,7	250		210		156	4			188					6,30
150	168,3	285	24	240	62	184	4,5	10	12	212	3	4	M20	22	7,75
200	219,1	340		295		235	5,9			268					11,0

Tabla 13. Especificaciones de las dimensiones de las bridas a diferentes diámetros nominales.

Fuente: (GRUPO HASTINIK, 2002, pág. 36)

Interpolando los datos a un diámetro de 130.640328 mm, que es igual a los 5.14332 plg de diámetro externo de la coraza, por lo que se obtuvieron los siguientes resultados.

Tubo		Brida				Peso/ U. (7.85 kg/dm ³)
DN	d ₁	d	b	K	h ₁	
130.640328	146.152535	257.896459	22	216.768394	55	6.62713902

Cuello				Resalte			Tornillos	
d_3	s	r	h_2	d_4	f	cant	rosca	d_2
162.317167	4.11280656	8.45122624	12	193.414715	3	8	M16	18.9024525

Tabla 14. Resultados de la interpolación de las dimensiones de las bridas para nuestro intercambiador de calor. Fuente: elaboración propia.

2.10.6.1. BRIDAS PARA LOS CABEZALES

Para las bridas del lado de los dos cabezales se obtuvo un diámetro externo igual al del diámetro de la coraza, por lo que se optó diseñar las bridas con las mismas dimensiones y mismo material para las bridas que unirán el cabezal con la coraza del intercambiador de calor, ya que de acuerdo a (MACHUCA, 1993, pág. 35), nos dice que el material de fabricación de todas las bridas será necesario colocarle un recubrimiento del mismo material que la coraza. Ya establecido esto, la figura de abajo nos muestra el diseño realizado para las bridas con ayuda del software SolidWorks.

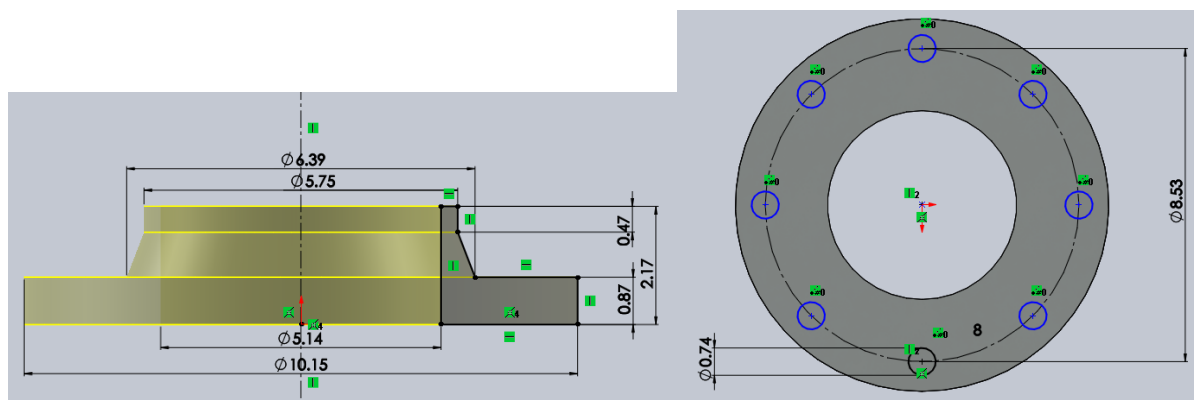


Figura 44. Dimensionamiento de las bridas de cuello soldable para el intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks

2.10.7. BOQUILLAS

2.10.7.1. BOQUILLAS EN UN LADO DEL CABEZAL

Para el diseño de las boquillas en la tapa del cabezal se necesita que la velocidad del fluido que pase por el cabezal este en un rango de 3 a 8 ft/s (SERTH, 2007, pág. 198), en este caso la velocidad del ácido nítrico que se obtuvo en la parte de los resultados de la tabla 4 nos dio un valor de:

Velocidad del fluido en el lado de los tubos

$$V_t = \frac{1127182.686 \left(\frac{lb}{h * ft^2} \right)}{3600 * 84.1193484 \frac{lb}{ft^3}} = 3.7223 \frac{ft}{s}$$

Para obtener el diámetro de la boquilla es necesario conocer el gasto volumétrico (caudal) y el área de la boquilla el cual está en función del gato volumétrico y de la velocidad del fluido por los tubos, con respecto a ello el gasto volumétrico se determina por la siguiente expresión (LUNA, 2013, pág. 152):

- Gasto volumétrico (Caudal)

$$Q = \frac{W}{\rho}$$

Donde

$$Q \rightarrow \text{Gasto volumetrico } \frac{ft^3}{s}$$

$$W \rightarrow \text{Flujo masico } \frac{lb}{h}$$

$$\rho \rightarrow \text{Densidad del fluido } \frac{lb}{ft^3}$$

Por lo tanto

$$Q = \frac{11023.11 \frac{lb}{h}}{84.1193484 \frac{lb}{ft^3}} = 131.0413 \frac{ft^3}{h} = 0.0364 \frac{ft^3}{s}$$

- Cálculo del área de la boquilla

$$Q = V * A$$

Donde

$$Q \rightarrow \text{Gasto volumetrico } \frac{ft^3}{s}$$

$$A \rightarrow \text{Area de la boquilla } ft^2$$

$V \rightarrow$ velocidad del fluido $\frac{ft}{s}$

Al desconocer el área de la boquilla, se despejo de la ecuación para dejarlo en función del gasto volumétrico y la velocidad del fluido:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.0364 \frac{ft^3}{s}}{3.7223 \frac{ft}{s}} = 0.009778 ft^2$$

Cálculo del diámetro de la boquilla

Ya que conocemos el valor del área de la boquilla, el diámetro de la boquilla se calculará mediante la siguiente expresión:

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Despejando a D (diámetro de la boquilla)

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.009778 ft^2}{\pi}} = 0.1116 ft = 1.34 in$$

- Espesor la boquilla

Cálculo del espesor debido al esfuerzo circular

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{S * E - 0.6P_d}$$

Para en el lado de los tubos con la temperatura de diseño es de 150 °F se obtuvo un valor de tensión máximo permitido de 87.9 MPa para el material de diseño que es titanio grado 3 con NPS R50550 obtenida del código ASME, Sección II, subparte 1.

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{S * E - 0.6P_d} + C$$

$Pd \rightarrow 102.51887 Psi$

$R_{interno} \rightarrow 0.714 in$

$$S \rightarrow 87.9 \text{ MPa} = 12748.82 \text{ psi}$$

$$E \rightarrow 1$$

$$C \rightarrow \text{Margen de corrosion} = \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = \frac{102.51887 \text{ Psi} * 0.714 \text{ in}}{(12748.82 \text{ psi} * 1) - (0.6 * 102.51887 \text{ Psi})} + \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = 0.06827 \text{ in}$$

Espesor debido al esfuerzo longitudinal

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{2 * S * E + 0.4 * Pd} + C$$

$$Pd \rightarrow 102.51887 \text{ Psi}$$

$$R_{interno} \rightarrow 0.714 \text{ in}$$

$$S \rightarrow 87.9 \text{ MPa} = 12748.82 \text{ psi}$$

$$E \rightarrow 1$$

$$C \rightarrow \text{Margen de corrosion} = \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = \frac{102.51887 \text{ Psi} * 0.714 \text{ in}}{2 * (12748.82 \text{ psi} * 1) + (0.4 * 102.51887 \text{ Psi})} + \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = 0.06536 \text{ plg}$$

2.10.7.2. BOQUILLAS EN LA CORAZA

Para el diseño de las boquillas en el lado de la coraza se utilizará el mismo procedimiento que se usó en el diseño de las boquillas en el lado del cabezal. Sin embargo, para la determinación de la velocidad del fluido en el lado de la coraza se determinará mediante las siguientes expresiones (SERTH, 2007, pág. 201):

Para líquidos no abrasivos

$$\rho V_n^2 \leq 1500 \frac{lb}{ft * S^2}$$

Para todos los demás líquidos, incluidos los líquidos con punto de burbujeo

$$\rho V_n^2 \leq 500 \frac{lb}{ft * S^2}$$

En este caso al tratarse de líquidos abrasivos, se usará la segunda expresión, donde de esta expresión se conoce la densidad del fluido se iguala la ecuación quedando de la siguiente manera:

$$V_t = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{\rho}}$$

Por lo tanto

$$V_t = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{\rho}} = \sqrt{\frac{500 \frac{lb}{ft * S^2}}{110.67325 \frac{lb}{ft^3}}} = 2.1255 \frac{ft}{s}$$

Cálculo del gasto volumétrico (Caudal) en la coraza

$$Q = \frac{W}{\rho}$$

$$Q = \frac{6613.76 \frac{lb}{h}}{110.67325 \frac{lb}{ft^3}} = 59.7593 \frac{ft^3}{h} = 0.0166 \frac{ft^3}{s}$$

Cálculo del área de las boquillas

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.0166 \frac{ft^3}{s}}{2.1255 \frac{ft}{s}} = 0.00781 ft^2$$

Cálculo del diámetro de la boquilla

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Despejando a D

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

Por lo tanto:

$$D = \sqrt{\frac{4 * 0.00781 ft^2}{\pi}} = 0.1 ft = 1.2 in$$

- Espesor la boquilla

Cálculo del espesor debido al esfuerzo circular

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{S * E - 0.6Pd}$$

Para en el lado de la coraza con la temperatura de diseño es de 255 °F se obtuvo un valor de tensión máximo permitido de 83.98 MPa para el material de diseño que acero inoxidable obtenida del código ASME, Sección II, subparte 1.

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{S * E - 0.6Pd} + C$$

$$Pd \rightarrow 44.50377 Psi$$

$$R_{interno} \rightarrow 0.6 in$$

$$S \rightarrow 83.98 MPa = 12177.368 psi$$

$$E \rightarrow 1$$

$$C \rightarrow \text{Margen de corrosion} = \frac{1}{16} in$$

$$t = \frac{44.50377 Psi * 0.6 in}{(12177.368 psi * 1) - (0.6 * 44.50377 Psi)} + \frac{1}{16} in$$

$$t = 0.0647 in$$

Espesor debido al esfuerzo longitudinal

$$t = \frac{Pd * R_{interno}}{2 * S * E + 0.4 * P_d} + C$$

$$Pd \rightarrow 44.50377 \text{ Psi}$$

$$R_{interno} \rightarrow 0.6 \text{ in}$$

$$S \rightarrow 83.98 \text{ MPa} = 12177.368 \text{ psi}$$

$$E \rightarrow 1$$

$$C \rightarrow \text{Margen de corrosion} = \frac{1}{16} \text{ in}$$

$$t = \frac{44.50377 \text{ Psi} * 0.6 \text{ in}}{2 * (12177.368 \text{ psi} * 1) + (0.4 * 44.50377 \text{ Psi})} + \frac{1}{16} \text{ plg}$$

$$t = 0.0636 \text{ plg}$$

2.10.7.3. DISEÑO DE LAS BOQUILLAS

Para el diseño de las boquillas para el lado de la coraza y por el lado del cabezal (parte de los tubos) se optó por un tipo de brida de cuello soldable largo, ya que generalmente las boquillas se toman de catálogos al igual que las bridas (MACHUCA, 1993), dependiendo del tipo de brida que se desee. Por lo que, para el dimensionamiento de las boquillas, las dimensiones se obtuvieron de la empresa STEELJRV, en un modelo ANSI CLASS 1500, ASME B16.6.

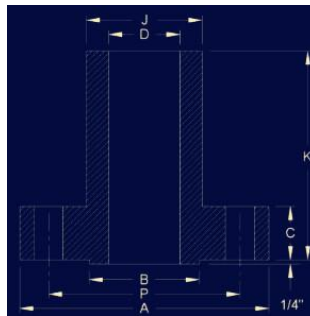


Figura 45. Esquema para el dimensionamiento de boquillas de cuello soldable largo. Fuente: (STEELJRV, 2018).

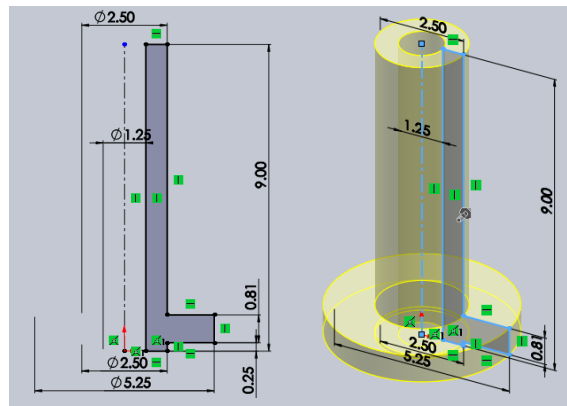
Pipe Size (NPS)	Outside Diameter of Flange A	Diameter of Raised Face B	Thickness of Flange C	Diameter of Bore D	Diameter of Hub at Base J	Length of Hub K	Number of Bolt Holes	Diameter of Bolt Holes	Bolt Circle Diameter P	Approx. Weight
1/2	3 3/4	1 3/8	9/16	0.50	1 1/2	9	4	5/8	2 5/8	5
3/4	4 5/8	1 11/16	5/8	0.75	1 7/8	9	4	3/4	3 1/4	8
1	4 7/8	2	11/16	1.00	2 1/8	9	4	3/4	3 1/2	11
1 1/4	5 1/4	2 1/2	13/16	1.25	2 1/2	9	4	3/4	3 7/8	14
1 1/2	6 1/8	2 7/8	7/8	1.50	2 3/4	9	4	7/8	4 1/2	17
2	6 1/2	3 5/8	1	2.00	3 1/4	9	8	3/4	5	21
2 1/2	7 1/2	4 1/8	1 1/8	2.50	3 15/16	9	8	7/8	5 7/8	29
3	8 1/4	5	1 1/4	3.00	4 5/8	9	8	7/8	6 5/8	38
3 1/2	9	5 1/2	1 3/8	3.50	5 1/4	9	8	1	7 1/4	48

Tabla 15. Especificaciones de las dimensiones de boquillas a diferentes diámetros nominales. Donde la línea roja corresponde al fluido caliente y la línea azul al fluido frío. Fuente: (STEELJRV, 2018).

En el caso de las boquillas para el lado del cabezal sera de un material de titanio, sin embargo debido a la escases de informacion de este tipo de bridas de material deseado, generalmente se usan las dimensiones de las bridas del codigo ANSI ASME B16.5, para cualquier tipo de material.

Las siguientes imágenes muestran el diseño obtenido por solidworks de las boquillas en el lado de la coraza y en el lado del cabezas anterior.

- Boquillas en el lado de la coraza



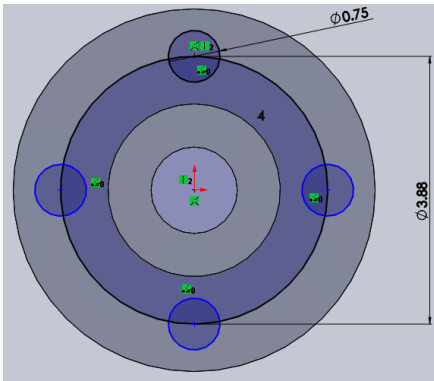


Figura 46. Dimensionamiento de la boquilla en el lado de la coraza. Fuente: SolidWorks

- Boquillas en el lado del cabezal anterior

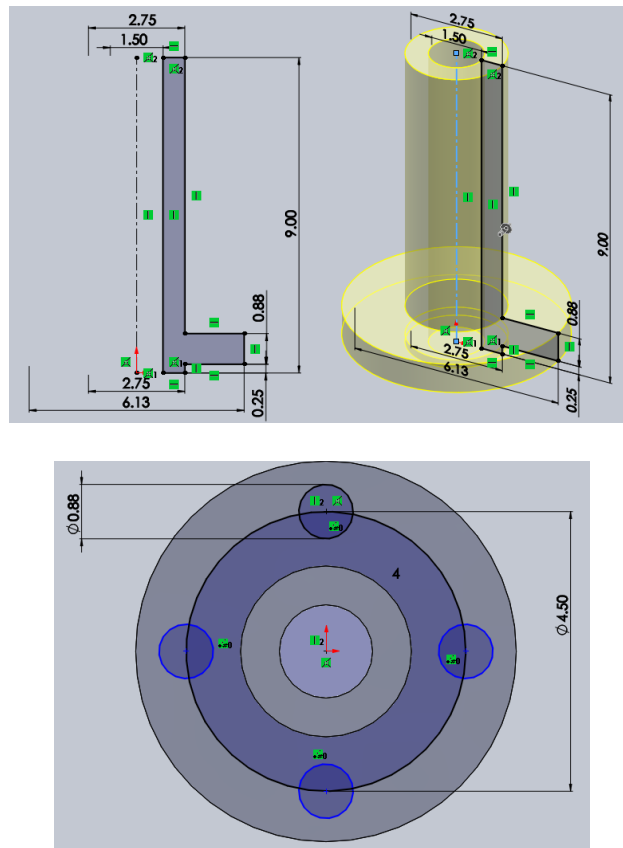


Figura 47. Dimensionamiento de la boquilla en el lado del cabezal. Fuente: SolidWorks

2.10.7.4. PENETRACION DE LAS BOQUILLAS

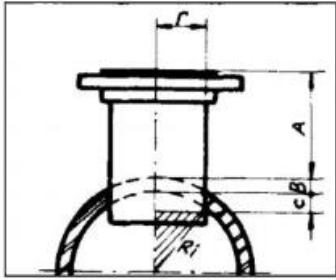


Figura 48. Esquema de la localización de las boquillas.

Fuente: (CARVAJAL, GONZALEZ, & P., 2012).

Calculo de la distancia de penetracion de las boquillas en la coraza y en le cabezal

Para el Calculo de la distancia de penetracion de las boquillas en la coraza y en le cabezal se utilizara la siguiente formual extraida de (Carvajal & Gonzalez, 2012, pág. 34)

En funcion del radio de la coraza y cabezal

$$C = R_i - \sqrt{(R_i^2 - r^2)}$$

En funcion del diametro externo

$$C = \frac{1}{2} * \left(D_i - \sqrt{(D_i^2 - d^2)} \right)$$

Donde

$C \rightarrow$ Profundidad minima de la boquilla

$R_i \rightarrow$ Radio interno de la coraza y/o canal

$r \rightarrow$ Radio interno de la boquilla

$D_i \rightarrow$ Diametro interno de la coraza y/o canal

$d \rightarrow$ Diametro interno de la boquilla

Para ambos casos se utilizara la ecuacion que esta en funcion de los radios de la coraza y/o canal y de la boquilla.

Para el lado de la coraza:

$$C = R_i - \sqrt{(R_i^2 - r^2)} = 5 \text{ in} - \sqrt{(5^2 - 1.25^2)} = 0.16 \text{ in}$$

Para el lado del cabezal

$$C = R_i - \sqrt{(R_i^2 - r^2)} = 5 \text{ in} - \sqrt{(5^2 - 1.5^2)} = 0.2303 \text{ in}$$

2.10.7.5. LOCALIZACION DE LAS BOQUILLAS

2.10.7.5.1. LADO DE LA CORAZA

Para la determinación de la localización de las boquillas en la coraza como se puede observar en la figura, esta viene dada por las siguientes expresiones (CARVAJAL, GONZALEZ, & P., 2012, pág. 36):

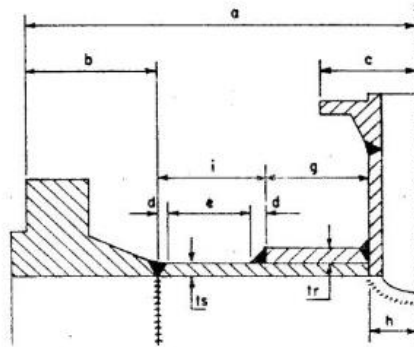


Figura 49. Esquema de la localización de las boquillas. Fuente: (CARVAJAL, GONZALEZ, & P., 2012)

Donde

a → Distancia desde el centro de la boquilla hasta la brida que une el casco con el canal

b → es el valor de h_1 obtenida de las tablas de especificaciones de las bridas

c → Radio exterior de la brida de la boquilla

d → Equivalente $\frac{t_s}{1.73}$

e → Valor mayor o igual entre 1 plg y $2 * t_s$

g → valor que debe ser supuesto y debe ser mayor o igual a 1.5 plg

h → Diámetro externo de la boquilla

i → $2 * d + e$

t_s → espesor de la coraza

Una vez definido lo que significa cada letra, se procedio a calular la localizacion de las boquillas donde:

- $b = 53.92996 \text{ mm} = 2.1232267717 \text{ in}$. Definida en la parte de diseño de la brida.
- $c = 2.625 \text{ in}$. Definida en la parte de diseño de la boquilla.
- $t_s = 0.07166 \text{ in}$. Definido en la parte del diseño mecánico de la coraza.
- $d = \frac{0.07166 \text{ plg}}{1.73} = 0.04142 \text{ in}$
- $e = 1 \text{ plg}$. Como el valor de $2 \cdot t_s$ es menos que 1 se optó por escoger el valor de 1 para evitar problemas en la fabricación del equipo
- $g = 0 \text{ in}$. El valor de g para este caso tendrá un valor de 0, ya que al ver la imagen este valor es para boquillas con un soporte extra y como en nuestro caso es una boquilla de cuello soldable largo se considera un valor de 0.
- $h = 1.25 \text{ in}$. Diámetro externo de la boquilla obtenida en la parte de diseño de la boquilla.
- $i = 2 * 0.04142 + 1 \text{ in} = 1.08284 \text{ in}$

Obeidos una vez estos valores se calculo el valor de a mediante las siguinetes expresiones:

$$a = b + c$$

$$a = b + i + g + h$$

Donde para elegir cual sera la localizacion de las boquillas en la coraza, se escogera el que resulte mayor entre las dos expresiones dada arriba, por lo tanto:

- $a = b + c = 2.1232267717 \text{ in} + 2.625 \text{ in} = 4.748226 \text{ in}$
- $a = b + i + g + h = 2.1232267717 \text{ in} + 1.08284 \text{ in} + 0 \text{ in} + 1.25 \text{ in} = 4.4567 \text{ in}$

Como a es el punto que deterina la localizacion de la boquilla y de acuerdo a la literatura la localizacion sera la mayor valor entre los parametros especificados anteriormente y como el maypr valor fue de 5.9567 plg, por ende la localizacion de la boquilla sera de 6 plg.

2.10.7.5.2. LADO DEL CABEZAL

Para la localización de las boquillas de uno de los lados del cabezal se siguió el mismo procedimiento que se usó para la determinación de la localización de las boquillas en la coraza, por lo que:

- $b = 53.92996 \text{ mm} = 2.1232267717 \text{ in}$. Definida en la parte de diseño de la brida.
- $c = 3.0625 \text{ in}$. Definida en la parte de diseño de la boquilla.
- $t_s = 0.07166 \text{ in}$. Definido en la parte del diseño mecánico del cabezal
- $d = \frac{0.07166 \text{ in}}{1.73} = 0.041423 \text{ in}$
- $e = 1 \text{ in}$
- $g = 0 \text{ in}$
- $h = 1.375 \text{ in}$. Diámetro externo de la boquilla obtenida en la parte de diseño de la boquilla.
- $i = 2 * 0.041423 + 1 \text{ in} = 1.08285 \text{ in}$

Cálculo de la localización de las boquillas en un lado del cabezal:

$$a = b + c = 2.1232267717 \text{ in} + 3.0625 \text{ in} = 5.185726 \text{ in}$$

$$a = b + i + g + h = 2.1232267717 \text{ in} + 1.08285 \text{ in} + 0 \text{ in} + 1.375 \text{ in} = 4.5812 \text{ in}$$

De acuerdo a la literatura la localización será el mayor valor entre los parámetros especificados anteriormente y como el mayor valor fue de 5.185726 plg, por ende la localización de la boquilla será de 5.185726 plg.

3. RESULTADOS

3.1. RESULTADOS DEL DISEÑO TERMODINAMICO

Para el diseño del intercambiador de calor, fue necesario conocer los parámetros de trabajo de entrada y salida de los fluidos (especificados en el capítulo anterior) involucrados en el proceso de intercambio de calor, por lo que en la tabla se muestran los resultados obtenidos en el diseño termodinámico del intercambiador de tubos y coraza:

Parámetro	Fluido frio	Fluido caliente
<i>Fluido</i>	Ácido nítrico al 60%	Ácido sulfúrico al 98%
<i>Flujo masico \dot{m} ($\frac{lb}{h}$)</i>	11023.11	6613.76
<i>Temperatura de entrada ($^{\circ}F$)</i>	77	230
<i>Temperatura de salida ($^{\circ}F$)</i>	108.99258	138.2
<i>Viscosidad a T_i ($\frac{lb}{ft \cdot h}$)</i>	4.2598	9.1922
<i>C_p a T_i ($\frac{BUT}{lb \cdot ^{\circ}F}$)</i>	0.614	0.43
<i>Calor transferido ($\frac{BUT}{h}$)</i>	229,135.832	229,135.832
<i>Diferencia media logarítmica ($^{\circ}F$)</i>	81.682106	

Tabla 16. Resumen del diseño termodinámico obtenido de la primera serie de cálculos.

En el dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza, hay que resaltar que se realizaron pruebas del equipo, con la finalidad de obtener el diseño óptimo para la construcción de nuestro intercambiador, en el que se abordó después de tener claridad de las propiedades físicas de los fluidos, en la siguiente tabla se muestran los resultados óptimos para el desarrollo de este proyecto.

PARAMETRO	TUBOS	CORAZA	
Área Req. con Ud calculado	30.09343774		ft^2
Área Real nuevo	30.1010325		ft^2
No de tubos nuevo	13		
Diámetro interno	0.532	5	in
Diámetro externo	0.75	-	in

Diámetro equivalente		0.710916	<i>in</i>
área de flujo	0.009891966	0.016356	<i>ft</i> ²
Masa velocidad	1114349.722	404373.8	$\frac{lb}{ft^2 * h}$
Velocidad	3.68	2.1255	<i>ft/s</i>
No de Reynolds	11597.45474	2602.718	
Coefficiente de película (h/φ)	418.6858233	253.2568	$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Tw	127.3335		°F
μw	3.11638	21.299	
Coefficiente de película corregida (h)	437.4130019	225.1487	$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Uc anterior	100.53507		$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Uc nuevo	148.6397		$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Ud supuesto	40		$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Ud calculado	93.216819		$\frac{BTU}{h * ft^2 * °F}$
Factor de fricción	0.00027	0.00295	$\frac{h * ft^2 * °F}{BTU}$
Caída de presión	3.5132	2.1364	$\frac{lb}{in^2}$
Numero de cruces	57		
Numero de Baffles	56		

Tabla 17. Resultados obtenidos de la iteración correspondiente a la segunda serie de cálculos por medio de Excel. Fuente: elaboración propia.

3.2. RESULTADOS DEL DISEÑO MECÁNICO

Para el diseño mecánico de nuestro intercambiador de calor cabe mencionar que para realizar dichos cálculos se realizaron con los datos correspondientes a la tabla 17, la cual esos resultados obtenidos son el óptimo para el diseño del intercambiador de calor. Además, se

cumplió con los estándares de seguridad y rangos permitidos por las normas ASME y TEMA, de acuerdo a las secciones mencionada en el documento.

Parámetro	Lado de los tubos	Lado de la coraza	Unidades
Temperatura de diseño	150	255	°F
Presión de diseño	102.51887	44.50377	in
Espesor	0.109	0.07166	in
Diámetro externo	0.75	5.14332	in
Diámetro de los deflectores	5		in
Espesor de los deflectores	3/8		in
Cabezal			
Espesor de la tapa	0.0671		in
Profundidad de la tapa	1.25		in
Diámetro externo de la tapa y canal	5.14332		in
Longitud del canal	8.248225		in
boquillas			
Velocidad del fluido	3.7223	2.1255	$\frac{ft}{s}$
Caudal	0.0364	0.0166	$\frac{ft^3}{s}$
Área de la boquilla	0.009778	0.00781	ft^2
Diámetro interno calculado	1.34	1.2	in
Diámetro interno	1.5	1.25	in
Diámetro externo	6 1/8	5 1/4	in
Altura	9	9	in
Espesor			
Por esfuerzo circular	0.06827	0.0647	in
Por esfuerzo	0.06536	0.0636	in
bridas			
Diámetro externo	0.917307		in

altura	2.123227	in
Diámetro interno	5.14332	in
Espejo		
Espesor del espejo de tubos	0.2065	in

Tabla 18. Resumen de los resultados del diseño mecánico.

3.3. RESULTADOS POR METODO DE SIMULACION EN ASPEN EDR

Para el método de simulación se usó el software Aspen Tech, donde dentro de este programa se encuentra el Aspen Heat Exchanger Design and Rating (EDR), para llevar a cabo la simulación solamente se especificaron los flujos y temperaturas de entrada de ambos fluidos, así como también la temperatura de salida de un fluido caliente, que en este caso fue el fluido caliente (H₂SO₄ al 98%) (figura 50).

	Hot Stream (1) Shell Side		Cold Stream (2) Tube Side	
Fluid name	SULFURIC ACID		NITRIC ACID	
	In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	lb/h	6614	11023	
Temperature	F	230	138.2	77
Vapor mass fraction				
Operating pressure (absolute)	psi	14.5	7.32	72.52
Pressure at liquid surface in column				65.34
Heat exchanged	BTU/h			
Exchanger effectiveness				
Adjust if over-specified		Outlet temperature		Outlet temperature
Estimated pressure drop	psi	7.18		7.18
Allowable pressure drop	psi	7.18		7.25
Fouling resistance	ft ² ·h·F/BTU	0.0011		0.0011

Figura 50. Datos de proceso para la simulación. Fuente: Aspen EDR

Cabe resaltar que este software solamente estimaba una presión máxima hasta 7.18 psi. Seguidamente hay un apartado donde especificamos parámetros importantes para llevar a cabo el diseño del intercambiador como se puede ver en la figura 51:

Calculation mode	Design (Sizing)	Most recent run	Previous run
Configuration			
TEMA type:	B · E · M	BEM	
Layout type:	New (optimum) layout		
Hotside:	Shell side	Shell side	
Tube OD \ Pitch:	in 0.75 \ 1	0.75 \ 1	
Tube pattern:	30-Triangular	30	
Tubes in window:	Yes	Yes	
Baffle type:	Single segmental	Single segmental	
Baffle cut orientation:	Horizontal	H	
Exchanger material:	Titanium	Titanium	

Figura 51. Determinación de los parámetros llevar a cabo la simulación del intercambiador de calor.

Fuente: Aspen EDR

Con los datos de partida establecidos es las figuras 50 y 51, se puso en marcha el programa en el que a partir de la figura 52 hasta la 56, se muestran los resultados obtenidos correspondientes diseño del intercambiador de calor mediante el software, en que se pueden observar entre lo más importante, la temperatura de salida para el fluido frio, los coeficientes de película para el lado de la coraza y en el lado de los tubos, la caída de presión para ambos lados del intercambiador de calor y también de la temperatura media logarítmica.

Design (Sizing)	Shell Side		Tube Side	
Total mass flow rate	lb/h	6614		11023
Vapor mass flow rate (In/Out)	lb/h	0	0	0
Liquid mass flow rate	lb/h	6614	6614	11023
Vapor mass quality		0	0	0
Temperatures	°F	230	138.2	77
Dew / Bubble point	°F			107.9
Operating pressures	psi	14.5	14.11	72.52
Film coefficient (mean)	BTU/(h ft² F)	107.96		218.2
Fouling resistance (OD based)	ft² h F/ BTU	0.002		0.0023
Velocity (highest)	ft/s	0.31		1.22
Pressure drop (allow./calc.)	psi	7.18	0.39	7.25 / 0.73
Total heat exchanged	BTU/h	222196		Unit BEM 2 pass 1 ser 1 par
Overall clean coef (plain/finned)	BTU/(h ft² F)	70.45/		Shell size 6- 120 in Hor
Overall dirty coef (plain/finned)	BTU/(h ft² F)	54.07/		Tubes Plain
Effective area (plain/finned)	ft²	50/		Insert None
Effective MTD	°F	82.62		No. 26 OD 0.75 Tks 0.049 in
Actual/required area ratio(dirty/clean)		1.01	1.31	Pattern 30 Pitch 1 in
Vibration problem		No		Baffles Single segmental Cut(%d) 40.25
RhoV2 problem		No		Total cost 170308 :o[Mexico]

Figura 52. Resultados del diseño termodinámico del intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

En la figura 53 se presenta el resumen general de coeficiente / resistencia en el que nos muestran los resultados obtenidos para los coeficientes sucios y limpios.

Overall Coefficient/Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required	ft^2		38.2	49.7	50
Area ratio: actual/required			1.31	1.01	1.0
Overall coefficient	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2 \text{F})$		70.45	54.07	53.8
Overall resistance	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$		0.0142	0.0185	0.0186
Shell side fouling	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$		0.0	0.002	0.002
Tube side fouling*			0.0	0.0023	0.0024
Resistance Distribution	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2 \text{F})$	$\text{ft}^2 \text{ h F}/\text{BTU}$	%	%	%
Shell side film	107.96	0.0093	65.26	50.08	49.83
Shell side fouling	499.98	0.002		10.81	10.99
Tube wall	2868.05	0.0003	2.46	1.89	1.88
Tube side fouling*	434.65	0.0023		12.44	12.65
Tube side film *	218.2	0.0046	32.29	24.78	24.66

Figura 53. Resultado del coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

En las siguientes figuras se muestran detalladamente los resultados obtenidos de las figuras 54 y 55:

- Diferencia de temperatura y flujo de calor

Temperature Difference	$^{\circ}\text{F}$	Heat Flux (based on tube O.D.)	$\text{BTU}/(\text{h ft}^2)$
Overall Effective MTD	82.62	Overall actual flux	4467.4
One pass counterflow MTD	88.59	Critical heat flux (at highest ratio)	0
LMTD based on end points	88.17	Highest actual flux	7896.2
Effective MTD correction factor	0.94	Highest ratio, actual/critical flux	0
Wall Temperatures		$^{\circ}\text{F}$	
Mean shell metal temperature			175.97
Mean tube metal temperature			125.21
Tube wall temperatures (highest / lowest)			148.68 / 99.84

Figura 54. Resultado de las temperaturas para el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

- resumen de carga de calor

Heat Load Summary	Shell Side		Tube Side	
	BTU/h	% total	BTU/h	% total
Vapor only	0	0	0	0
2-Phase vapor	0	0	0	0
Latent heat	0	0	0	0
2-Phase liquid	0	0	0	0
Liquid only	-222196	100	222196	100
Total	-222196	100	222196	100
Effectiveness	0.6076			

Figura 55. Resultado del flujo de calor del intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

- caída de presión

Pressure Drop	Shell Side			Tube Side		
	psi					
Maximum allowed	7.18			7.25		
Total calculated	0.39			0.73		
Gravitational	0			0		
Frictional	0.39			0.73		
Momentum change	0			0		
Pressure drop distribution	ft/s	psi	%dp	ft/s	psi	%dp
Inlet nozzle	2.81	0.12	29.81	6.01	0.35	47.6
Entering bundle	0.15			1.2	0.01	1.81
Inside tubes				1.2	1.22	0.19
Inlet space Xflow	0.16	0	0.96			
Bundle Xflow	0.27	0.27	0.05	12.39		
Baffle windows	0.31	0.31	0.02	6.21		
Outlet space Xflow	0.16	0.01	1.39			
Exiting bundle	0.14			1.22	0.02	2.68
Outlet nozzle	4.42	0.19	49.24	6.11	0.16	22.13
Liquid outlet nozzle						
Vapor outlet nozzle						
Intermediate nozzles						

Figura 56. Resultado de la caída de presión en el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

RESUMEN DEL DISEÑO MECÁNICO OBTENIDO POR SIMULACION EN ASPEN EDR

Este apartado se enfoca en el diseño mecánico obtenido para el intercambiador de calor de tubos y coraza, en el que a partir de las siguientes figuras se muestran los resultados adecuados de acuerdo al programa, para la construcción y elaboración del intercambiador de calor de tubos y coraza, así como también nos hace un costo estimado para la fabricación del intercambiador de calor.

- Geometría básica para el intercambiador de calor

Unit Configuration					
Exchanger Type		BEM	Tube number (calcs.)		26
Position		Hor	Tube length actual	ft	10
Arrangement	1 par	1 ser	Tube passes		2
Baffle type		Single segmental	Tube type		Plain
Baffle number		20	Tube O.D.	in	0.75
Spacing (center-center)	in	5.25	Tube pitch	in	1
Spacing at inlet	in	8.875	Tube pattern		30
		Shell	Kettle	Front head	Rear head
Outside diameter	in	6.625		6.625	6.625
Inside Diameter	in	6.407		6.407	6.407

Figura 57. Resultado de la geometría para el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

- Especificaciones de los tubos

Type		Plain	Tube number		26
Outside diameter	in	0.75	Number of tubes plugged		0
Inside diameter	in	0.652	Tube length actual	ft	10
Wall thickness	in	0.049	Tube length effective	ft	9.7917
Area ratio: Ao/Ai		1.15	Front TubesheetThickness	in	1.125
Pitch	in	1	Rear TubesheetThickness	in	1.125
Pattern		30	Material		Titanium
External enhancement			Thermal conductivity	BTU/(ft h F)	12.55
Internal enhancement					

Figura 58. Resultado del diseño de los tubos para el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

- Especificaciones de los baffles o deflectores

Baffles					
Type		Single segmental	Baffle cut: inner / outer / interm		
Tubes in window		Yes	Actual (% diameter)	/	40.25 /
Number		20	Nominal (% diameter)	/	40 /
Spacing (center-center)	in	5.25	Actual (% area)	/	37.66 /
Spacing at inlet	in	8.875	Cut orientation		H
Spacing at outlet	in	8.875	Thickness	in	0.125
Spacing at central in/out for G,H,I,J shells	in		Tube rows in baffle overlap		1
Spacing at center of H shell	in		Tube rows in baffle window		2.5
End length at front head	in	10.125	Baffle hole - tube od diam clearance	in	0.0313
End length at rear head	in	10.125	Shell id - baffle od diam clearance	in	0.125

Figura 59. Resultado del diseño de los deflectores para el intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR

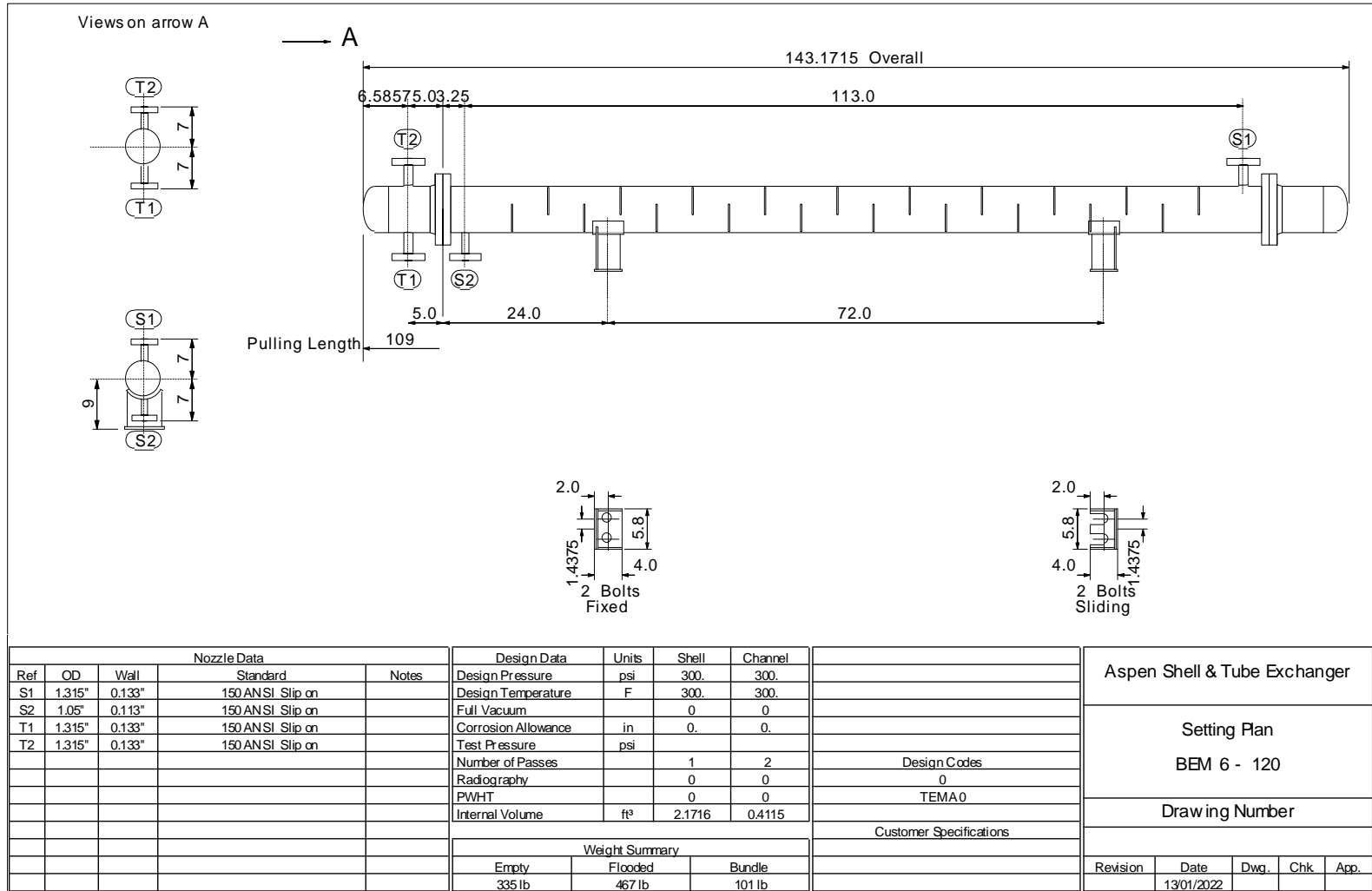
Costo estimado:

Weights	lb	Cost data	Peso(Mexico)
Shell	205.5	Labor cost	96568
Front head	17.1	Tube material cost	24317
Rear head	11.2	Material cost (except tubes)	49431
Shell cover			
Bundle	101.3		
Total weight - empty	335.1	Total cost (1 shell)	170308
Total weight - filled with water	467.1	Total cost (all shells)	170308

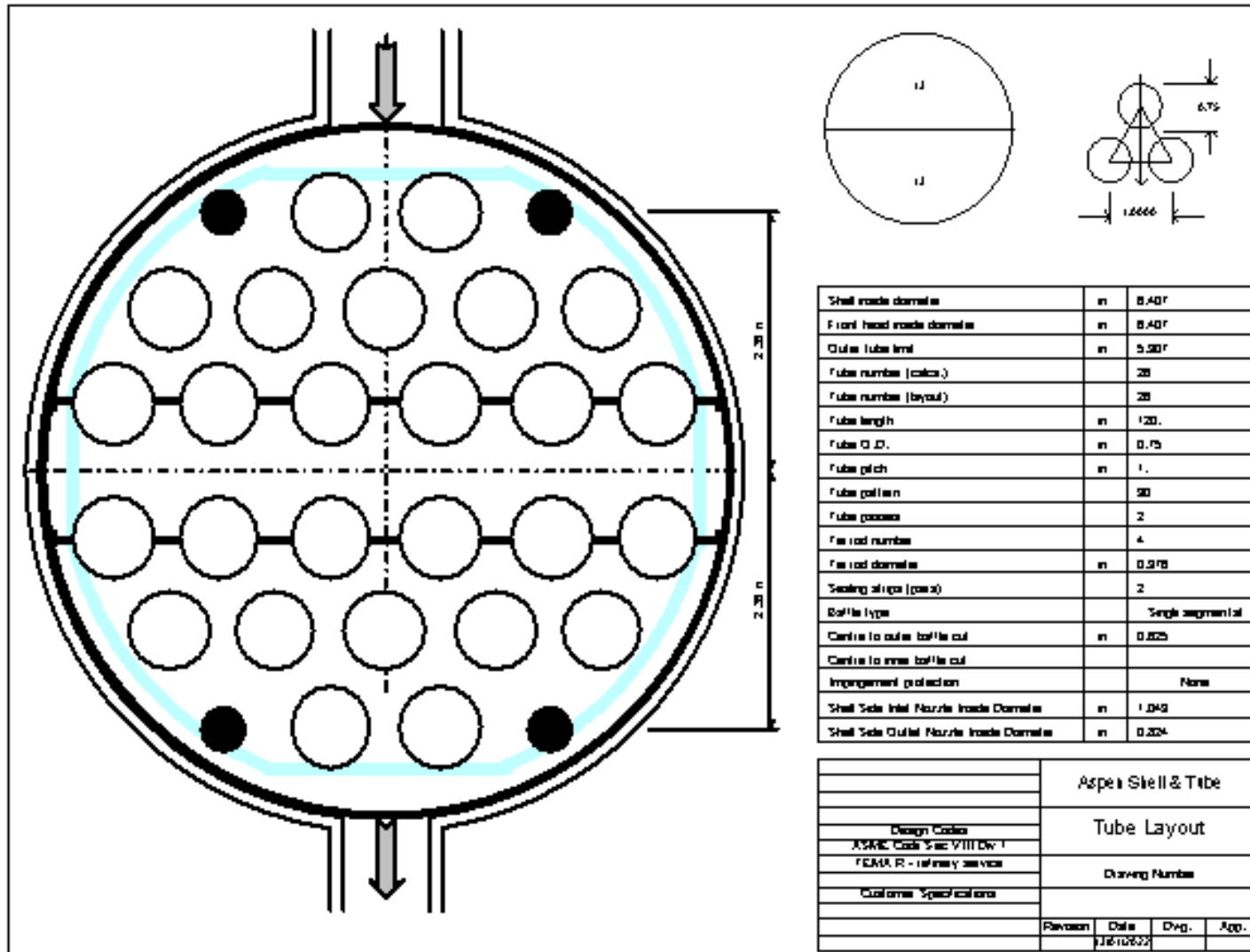
Figura 60. Resultado del costo estimado del intercambiador de calor. Fuente: Aspen EDR.

3.3.1. PLANOS OBTENIDOS POR LA SIMACION EN ASPEN EDR

3.3.1.1. IINTERCAMBIDADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA



3.3.1.2. DISPOSICION DE TUBOS



3.4. COMPARACION DE RESULTADOS

En este apartado se compararán los resultados obtenidos durante el desarrollo de este proyecto, con los obtenidos en el software Aspen EDR. En la siguiente tabla se comparan los resultados obtenidos del diseño termico e hidráulico obtenidos por los dos métodos.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor por Excel</i>	<i>Valor por Aspen EDR</i>
<i>Flujo masico en los tubos \dot{m} ($\frac{lb}{h}$)</i>	11023.11	11023
<i>Flujo masico en la coraza \dot{m} ($\frac{lb}{h}$)</i>	6613.76	6614
<i>Temperatura de entrada del fluido frio (°F)</i>	77	77
<i>Temperatura de salida del fluido frio (°F)</i>	108.99258	107.9
<i>Temperatura de entrada del fluido caliente (°F)</i>	230	230
<i>Temperatura de salida del fluido caliente (°F)</i>	130.2	138.2
<i>Calor transferido ($\frac{BUT}{h}$)</i>	229,135.832	222,196
<i>Área de transferencia de calor ft^2</i>	30.101	50
<i>Diferencia media logarítmica (°F)</i>	81.7	82.62
<i>Velocidad del fluido por los tubos ft/s</i>	3.68	1.22
<i>Velocidad del fluido por la coraza ft/s</i>	2.1255	0.31

Coeficiente de película por los tubos $\left(\frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$	437.4130019	218.2
Coeficiente de película por la coraza $\left(\frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$	225.1487	107.96
Coeficiente total limpio (Uc) $\left(\frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$	148.6397	70.45
Coeficiente Global de Transferencia de calor (Ud) $\left(\frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$	93.216819	54.07
Caída de presión en el lado de los tubos	3.5132	0.73
Caída de presión en el lado de la coraza	2.1364	0.39

Tabla 19. Comparación de los resultados del diseño termodinámico e hidráulico. Fuente: elaboración propia.

En la tabla 19 se realizó la comparación entre las principales variables en el diseño termodinámico e hidráulico del intercambiador de calor tipo BEM. Se observa que los resultados del proceso termodinámico son similares pero los resultados del método hidráulico varían por lo mucho debido a que los resultados son de diferentes diseños, puesto que el diseño por Excel es para un intercambiador de tubos y coraza con una longitud de 12 ft y en el diseño por Aspen EDR es para un intercambiador de tubos y coraza con una longitud de 10 ft, pero aun así se encuentran dentro del rango aceptable.

Seguidamente se hará una comparación de los aspectos más importantes de los diseños mecánicos obtenidos por los cálculos realizados en el documento y por Aspen EDR:

Parámetro	Valor por Excel	Valor por Aspen EDR
Diámetro interno de tubos (in)	0.532	0.652
Diámetro externo de tubos (in)	0.75	0.75
Espesor de tubos (in)	0.109	0.049
Pitch (in)	1	1
Numero de tubos	13	26
Longitud de tubos (ft)	12	10
Diámetro interno de la coraza (in)	5	6.407
Diámetro externo de la coraza (in)	5.14332	6.625
Numero de deflectores	56	20
Espaciado entre deflectores (in)	2	5.25
Espesor de los deflectores (in)	0.375	0.125

Tabla 20. Comparación de los resultados del diseño mecánico. Fuente: elaboración propia.

De igual manera que la comparación anterior en la tabla 20, se realizó la comparación entre las principales variables del diseño mecánico del intercambiador de calor de tubos y coraza tipo BEM. Se observa que los resultados en ambos casos son similares, pero varían debido a que los resultados son de diferentes dimensiones y también por que cada método cuenta con criterios de diseño diferentes.

3.5. DISEÑO FINAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOZ Y CORAZA

En la Figura 61 se muestra el ensamble de las partes del intercambiador de calor de coraza y tubos diseñado, diseñados de acuerdo a las dimensiones obtenidas de los cálculos térmicos y mecánicos de la tabla 18. Debido a que estos cálculos son los adecuado para la operación y a la vez para el dimensionamiento apropiado del equipo. Posteriormente del anexo de este

documento se encuentran los planos en detalle de cada una de las piezas del intercambiador de calor de tubos y coraza.

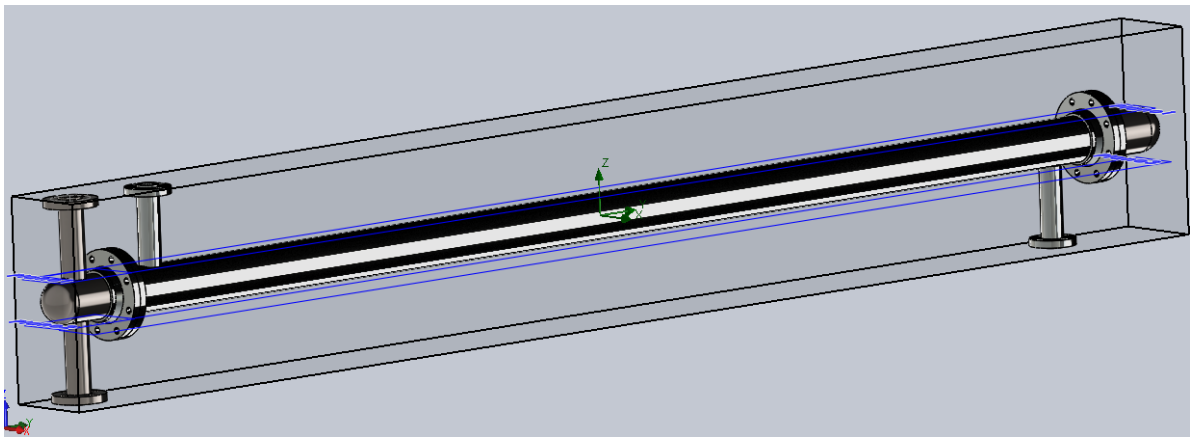


Figura 61. Vista detallada de la construcción del Intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo. Fuente: SolidWorks

A continuación, en la Figura 62 y 63, nos muestran el recorrido que tendrá el ácido nítrico en el lado de los tubos, en el que se puede apreciar mediante el cambio de colores, el calentamiento del fluido a traves del intercambiador de calor.

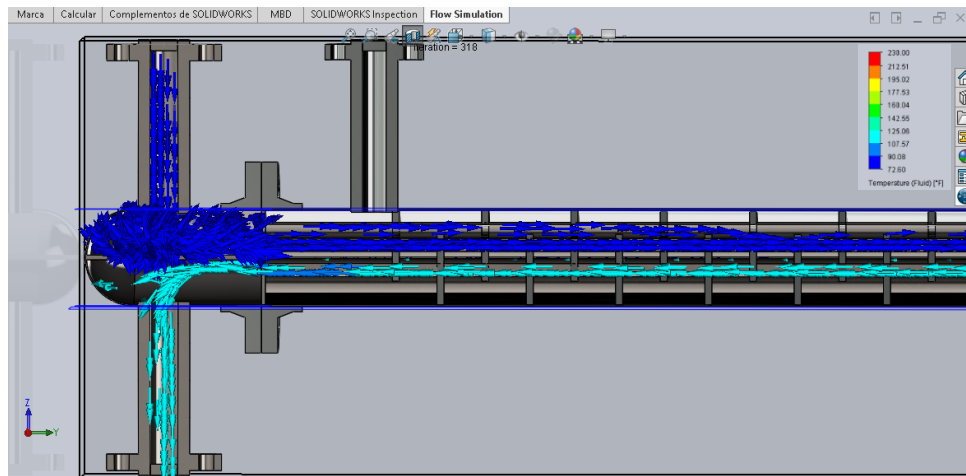


Figura 62. Trayectoria del Ácido nítrico al 60% por los tubos a través del intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks

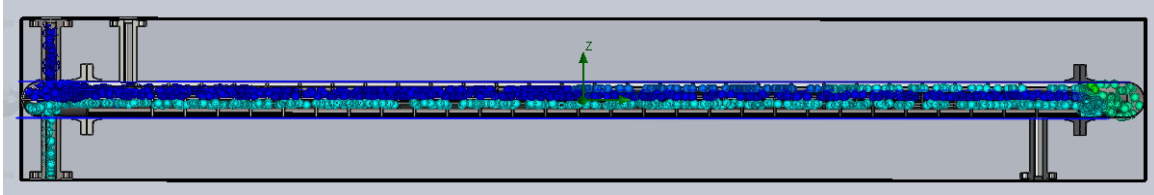


Figura 63. Vista detallada de la trayectoria del Ácido nítrico en el intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks.

Posteriormente, las figuras 64, 65 y 66, nos muestran la trayectoria que tendrá el ácido sulfúrico al 98%, en el lado de la coraza, en el que se puede apreciar mediante el cambio de colores, el enfriamiento del fluido a través del intercambiador de calor.

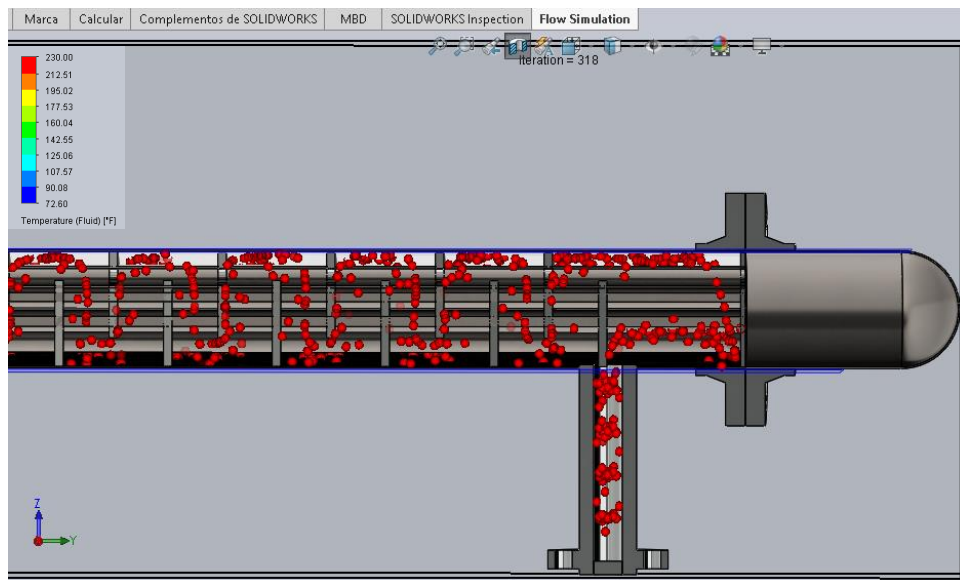


Figura 64. Trayectoria en el lado de entrada del Ácido sulfúrico al 98% por la coraza. Fuente: SolidWorks.

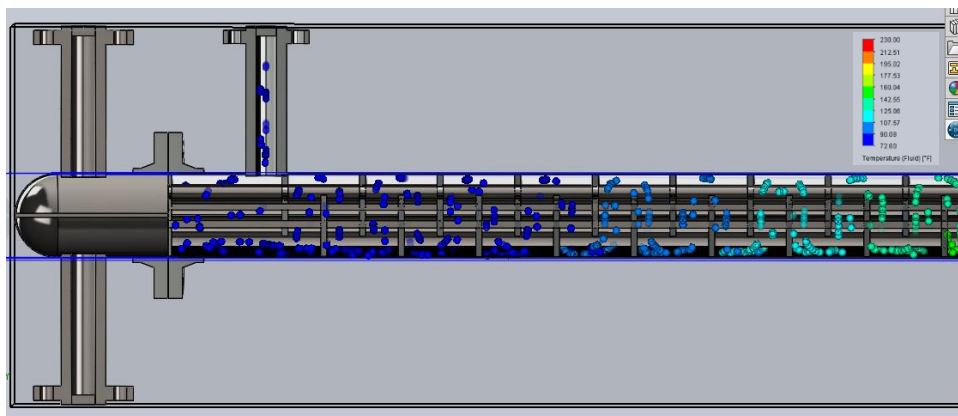


Figura 65. Trayectoria en el lado de salida del Ácido sulfúrico al 98% por la coraza. Fuente: SolidWorks.

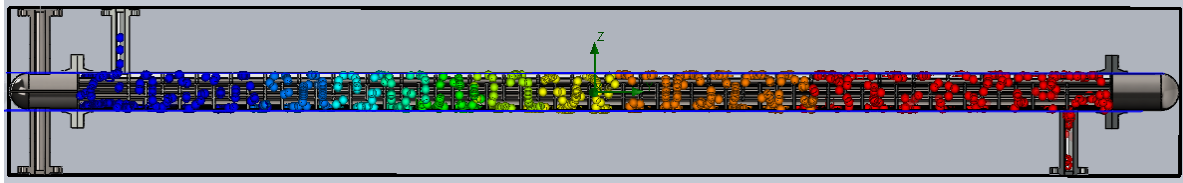


Figura 66. Vista detallada de la trayectoria del Ácido sulfúrico a lo largo del intercambiador de calor. Fuente: SolidWorks.

3.6. DETERMINACION DE COSTOS

Para la estimación del costo del intercambiador de calor de tubos y coraza se usará el método de Guthrie (Gutierrez, 2003), y el método establecido por (Purohit, 1983, pág. 59), dichos dos se combinarán para poder estimar un costo aproximado debido a la escasez de información por ambos métodos.

El método establecido por (Purohit, 1983, pág. 59), el costo del intercambiador de carcasa y tubos varía según: tipo TEMA, el diámetro de la cáscara, longitud, diámetro, construcción (soldada o sin costura) del tubo, calibre, paso y disposición; número de pasadas de tubo; presiones de diseño de la carcasa y del lado del tubo; y del material de construcción.

Dado a ello para la estimación de costos para el intercambiador de calor, hay que saber un costo base el cual de acuerdo a el costo base de los intercambiadores de carcasa y tubos durante la primera parte de 1982 resultó en el desarrollo de la siguiente ecuación:

$$b \left[\frac{US\$}{ft^2} \right] = \left[\frac{6.6}{1 - e^{\left[\frac{(7-D_i)}{27} \right]}} \right] * p * f * r$$

Donde:

D_i → Diámetro interno de la coraza, in

p → Multiplicador de costo para diferentes diámetro externo de tubos, pitch y layout (Tabla 21)

f → Multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezal anterior TEMA (Tabla 22)

r → Multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezal posterior TEMA (Tabla 23)

Dado ello se procedió a calcular el costo base a partir de la ecuación anterior donde primeramente se definirá los valores de p , f y r , con sus tablas correspondientes:

- Multiplicador de costo para diferente diámetro externo de tubos, pitch y layout.

Tube O.D. x pitch	Multiplier, p	
	Triangular pitch (30- or 60-deg.)	Square pitch (45- or 90-deg.)
5/8 in. x 25/32 in.	0.62	Not common
3/4 in. x 15/16 in.	0.80	Not common
3/4 in. x 1 in.	0.85	1.0 (base)
7/8 in. x 1 3/32 in.	0.87	Not common
1 in. x 1 1/4 in.	0.98	1.16
1 1/4 in. x 1 9/16 in.	1.23	1.45
1 1/4 in. x 1 37/64 in.	1.29	1.49
1 1/2 in. x 1 7/8 in.	1.47	1.73
1 1/2 in. x 1 57/64 in.	1.56	1.80
1 3/4 in. x 1 3/16 in.	1.72	2.03
1 3/4 in. x 1 13/64 in.	1.81	2.13
2 in. x 2 1/2 in.	1.97	2.32
2 in. x 2 17/32 in.	2.08	2.45

Tabla 21. Multiplicador p de costo para diferente diámetro externo de tubos, pitch y layout. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 59).

- Multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezal anterior.

TEMA type	Multiplier, f
No front end (special case)	0.95
B Bonnet (integral cover) (base)	1.0
A Channel and removable cover	1.02 - 1.03
N Channel integral with tubesheet, and removable cover	1.05
C Channel integral with tubesheet, and removable cover	1.06 - 1.07
D Special high-pressure closure	1.5 - 1.7

Tabla 22. Multiplicador f de costo para diferentes tipos de cabezal anterior según TEMA. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 59).

- Multiplicador de costo para diferentes tipos de cabezal posterior.

TEMA type		Multiplier, <i>r</i>
S	Floating head with backing device (base)	1.0
M	Fixed tubesheet, like B stationary head	0.8
L	Fixed tubesheet, like A stationary head	0.83
N	Fixed tubesheet, like N stationary head	0.85
U	U-tube bundle	0.9
T	Pull-through floating head	1.05
P	Outside-packed floating head	1.04
W	Externally sealed floating tubesheet	1.02

Tabla 23. Multiplicador *r* de costo para diferentes tipos de cabezal posterior según TEMA. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 59).

Costo base:

$$b \left[\frac{US\$}{ft^2} \right] = \left[\frac{6.6}{1 - e^{\left[\frac{(7-D_i)}{27} \right]}} \right] * p * f * r$$

$$D_i \rightarrow 5 \text{ in}$$

$$p \rightarrow 0.85$$

$$f \rightarrow 1.0$$

$$r \rightarrow 0.80$$

Por lo tanto

$$b \left[\frac{US\$}{ft^2} \right] = \left[\frac{6.6}{1 - e^{\left[\frac{(7-5 \text{ in})}{27} \right]}} \right] * 0.85 * 1.0 * 0.80 = -58.371 \frac{US\$}{ft^2}$$

Este costo base se sería el costo del intercambiador de calor en el caso de diseñar un intercambiador base, pero para intercambiadores con características diferentes a las del intercambiador base se deben efectuar correcciones con el fin de obtener un precio representativo. Por lo que el costo corregido (C) puede calcularse a partir del costo base (b) según (Purohit, 1983), mediante la siguiente expresión:

$$C[US\$] = b \left[\frac{US\$}{ft^2} \right] + (1 + C_S + C_L + C_{NTP} + C_{PS} + C_{Pt} + C_m + C_g) * A[ft^2]$$

Donde cada factor se estima mediante las siguientes tablas:

- Corrección (C_S) por tipo de coraza

Como nuestro intercambiador de calor de tubos y coraza es de tipo BEM, por lo que la coraza es de tipo E, es decir, de un solo paso por ende el valor de C_S es:

	TEMA shell type	Correction, C_S
	Open-tube exchanger (no shell) (special case)	-0.2
E	One-pass (base)	0
J	Divided-flow	0
X	Cross-flow	0
G	Split-flow	0.05 - 0.1
H	Double split-flow	0.1 - 0.15
F	Two-pass with longitudinal baffle	0.15 - 0.2
K	Kettle-type reboiler	0.25 - 0.35

Tabla 24. Corrección de costo para diferentes tipos coraza según TEMA. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 61).

$$C_S = 0$$

- Corrección por longitud de tubos

Para la corrección del costo por longitud de los tubos está regida por la siguiente ecuación:

$$C_L = \left(1 - \frac{L}{20}\right) * \left[1.5 - \frac{0.002083 * (D_I - 12)}{1 - \left(\frac{L}{20}\right)}\right]$$

Sustituyendo los datos se obtiene:

$$C_L = \left(1 - \frac{12 \text{ ft}}{20 \text{ ft}}\right) * \left[1.5 - \frac{0.002083 * (0.0443 \text{ ft} - 12 \text{ ft})}{1 - \left(\frac{12 \text{ ft}}{20 \text{ ft}}\right)}\right] = 0.625$$

- Corrección por número de pasos por tubos

la corrección del costo por número de pasos de los tubos está regida por la siguiente ecuación

$$C_{NP} = \frac{NTP - 1}{100}$$

Donde NTP es el número de pasos por tubos mayor que dos (para uno o dos pasos $C_{NTP} = 0$), por lo tanto:

$$C_{NPT} = 0$$

- Corrección por condiciones de diseño

Para presiones de diseño del lado de coraza mayores a 150 psig, la corrección la presión de diseño esta estima por:

$$C_{PS} = \left[\frac{P_{ds}}{150} - 1 \right] * [0.07 + 0.0016 * (D_i - 12)] + X$$

El término X es un factor de ajuste para presiones mayores a 2000 psi. Sin embargo, para presiones de diseño menores a 2000 psi, $X=0$. Pero como la presión de diseño en los lados de los tubos y coraza son menores de 150 psi por lo tanto C_{PS} y C_{Pt} serán cero

- Corrección por material de construcción

Para la corrección por material de construcción se debe seguir las siguientes relaciones

- corrección por material de los tubos

$$C_{mt} = y * (M_1 - 1)$$

Donde

$$y = 0.129 + 0.0016 * \frac{D_i - 12}{pitch}$$

$$y = 0.129 + 0.0016 * \frac{5 \text{ in} - 12}{1 \text{ in}} = 0.1178$$

Por lo tanto, para la corrección por material de los tubos se usará una $M_1 = 22$, debido a que los tubos son de tipo sin costura y por qué este valor le corresponde a un material de titanio grado 2, que se asemeja al material que usaremos que es el titanio grado 3.

$$C = y * (M_1 - 1) = 0.1178 * (22 - 1) = 2.4738$$

- Corrección por material de la coraza

Para este caso los valores de M_1 y M_2 se encuentran en la tabla 23.

$$C_{ms} = 0.1 * (M_2 - 1)$$

Donde este caso usaremos una $M_2 = 6.20$, debido a que este material el cual es de acero inoxidable tipo 316, la cual se asemeja al nuestro material a utilizar que es el acero inoxidable tipo UNS J95150.

$$C_{ms} = 0.1 * (6.20 - 1) = 0.52$$

- Corrección por material de los cabezales

$$C_{mc} = 0.06 * (M_2 - 1)$$

De igual manera que el caso anterior usaremos una $M_2 = 11$, debido a que este valor le corresponde a un material es de titanio y se asemeja al material que utilizaremos que es el titanio de grado 3.

$$C_{mc} = 0.06 * (11 - 1) = 0.6$$

- corrección por material de la placa porta tubos

$$C = 0.04 * (M_2 - 1)$$

Se usará una $M_2 = 6.20$, puesto que el material de la placa porta tubos es del mismo material que la coraza

$$C = 0.04 * (6.20 - 1) = 0.208$$

Material	M_1 , tubing-price ratio relative to welded carbon-steel tubes		M_2 , price ratio for shell, channel and tubesheet relative to carbon steel	Material	M_1 , tubing-price ratio relative to welded carbon-steel tubes		M_2 , price ratio for shell, channel and tubesheet relative to carbon steel
	Welded	Seamless			Welded	Seamless	
Carbon steel	1.0 (base)	2.50	1.0 (base)	Ferrarium (Alloy 255)	12.00	23.90	14.00
Carbon steel, low alloys:				Carpenter 20 Cb-3	15.10	---	16.00
1/2 Mo	1.04	2.60	1.04	Carpenter 20 Mo-6	18.90	---	---
1 Mo	1.05	2.70	1.05	AL-6-X	12.20	---	---
2 1/2 Ni	1.15	2.90	1.15	AL-29-4	12.00	---	---
3 1/2 Ni	1.20	3.10	1.20	AL-29-4-2	11.80	---	---
2 Ni-1 Cu	---	3.30	1.30	AL-29-4-C	5.0	---	---
Carbon steel, chromium-molybdenum alloys:				Nickel 200	---	20.90	18.40
1 Cr-1/2 Mo	Not standard	2.60	2.00	Monel 400 (Alloy 400)	---	15.50	14.50
1 1/4 Cr-1/2 Mo	Not standard	2.70	2.10	Inconel 600 (Alloy 600)	19.40	---	15.30
2 1/4 Cr-1 Mo	Not standard	3.00	2.40	Inconel 625 (Alloy 625)	---	32.70	27.40
3 Cr-1 Mo	Not standard	3.20	2.50	Incoloy 800 (Alloy 800)	11.00	21.80	9.00
5 Cr-1/2 Mo	Not standard	4.40	3.50	Incoloy 800H (Alloy 800H)	---	18.00	---
7 Cr-1/2 Mo	Not standard	5.50	Not standard	Incoloy 825	---	23.50	---
9 Cr-1 Mo	Not standard	6.10	Not standard	Hastelloy B-2	34.90	48.60	38.40
Stainless steels:				Hastelloy C-4	28.70	40.00	31.30
304	2.80	6.50	3.70	Hastelloy C-276	29.10	38.10	31.00
304L	3.00	7.50	4.70	Hastelloy G	15.30	24.70	18.10
309	5.80	14.50	7.70	Hastelloy X	16.70	27.10	21.30
310	7.40	12.00	9.80	Titanium (Grade 2)	11.00	22.00	11.00
310L	7.60	12.40	10.10	Titanium (Grade 7)	21.00	42.00	---
316	4.70	10.10	6.20	Titanium (Grade 12)	14.00	28.00	---
316L	4.80	11.00	6.40	Zirconium 702	35.00	43.70	36.80
317	8.10	13.30	8.10	Zirconium 705	39.00	48.70	40.00
317L	8.30	13.60	8.30	Aluminum	Not standard	1.60	1.60
321	4.20	9.50	5.60	Naval rolled brass	Not standard	3.50	3.50
329 (Carpenter 7 Mo)	10.50	17.20	10.50				
330	7.90	12.90	9.50				

Tabla 25. Relaciones de precios, relacionadas con el acero al carbono, de diversos materiales para intercambiadores de calor de carcasa y tubos. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 63).

- Corrección por espesor de tubos (C_g)

Para espesores diferentes a 14 BWG el factor de corrección de costo como fracción del precio base se puede calcular según:

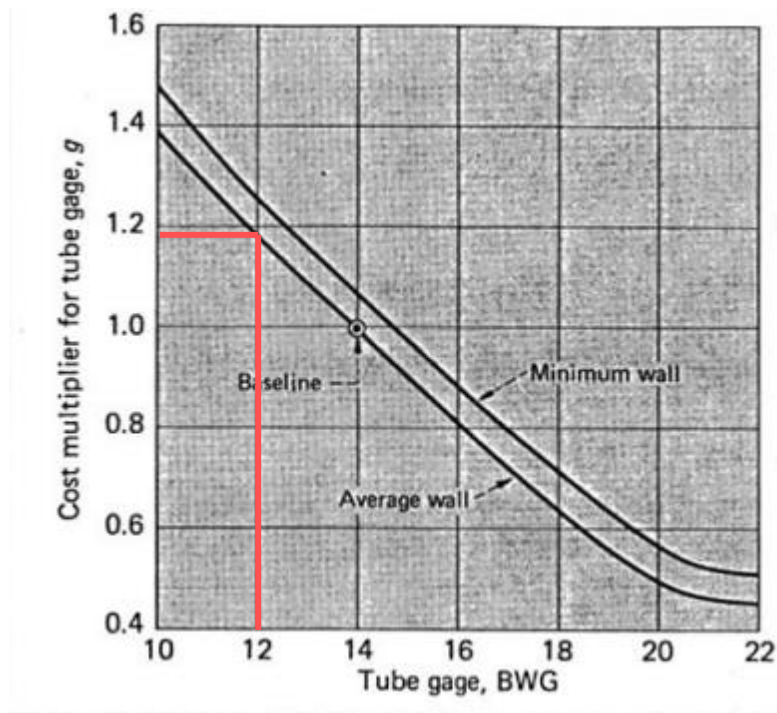
$$C_g = y * (g - 1)$$

El factor g puede obtenerse de la gráfica 12, para espesores del tubo especificados como valores promedio o mínimos. Que en nuestro caso usaremos una BWG de 12, a un valor promedio y el valor de g es:

$$g = 1.195$$

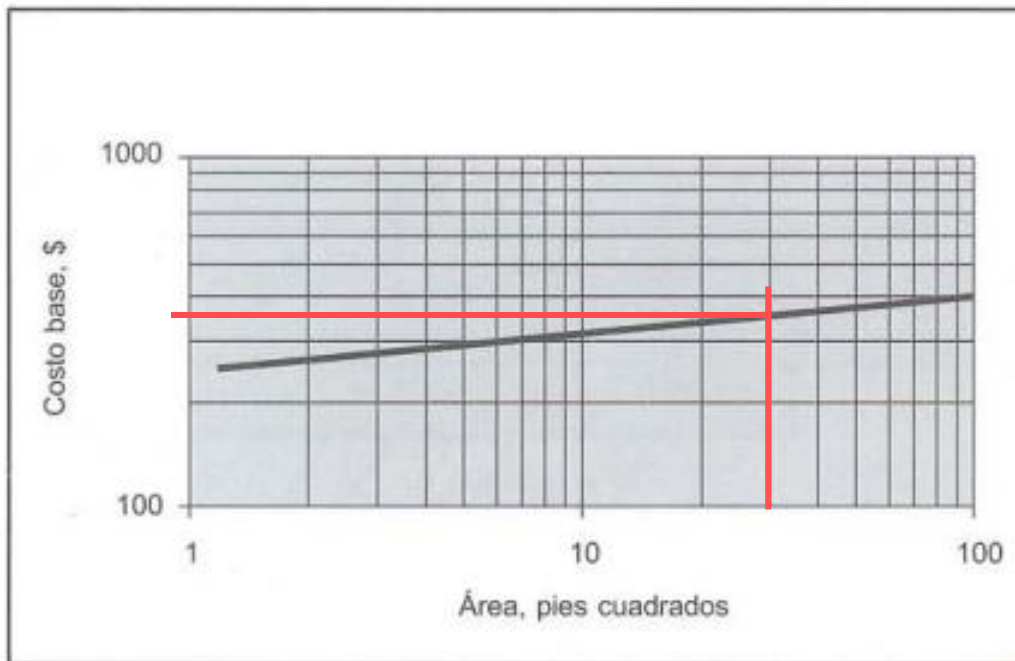
Por lo tanto:

$$C_g = y * (g - 1) = 0.1178 * (1.195 - 1) = 0.022971$$



Grafica 11. El multiplicador del costo del medidor de tubo depende de la especificación de la tolerancia de pared promedio o mínima. Fuente: (Purohit, 1983, pág. 62).

Al tener todos los valores de los factores de corrección para la determinación del costo, se procederá a calcular el valor del costo corregido a partir del costo base, sin embargo, como el costo base obtenido aplicando la fórmula de (Purohit, 1983), salió negativo debido a que esa fórmula está diseñada para intercambiadores con un diámetro de la corchada mayores de 10 plg, dado a ello se optó por sacar el precio base por medio del método Guthrie (Gutierrez, 2003), en el que en la gráfica 11, podemos sacar el costo base del nuestro intercambiador de calor por medio de nuestra área de transferencia de calor obtenida en el proceso del diseño térmico:



Grafica 12. Costo base de intercambiadores de calor par áreas pequeñas. Fuente: (Gutierrez, 2003, pág. 45).

De acuerdo a la gráfica, se obtuvo un costo base estimado de aproximadamente:

$$\text{Costo base} = \$ 380.00$$

Con este costo base, se reemplazará con el costo base obtenido anteriormente y se determinará el costo estimado del intercambiador de calor de tubos y coraza. A demás ya no se tomará en cuenta el área de transferencia de calor debido a que el costo base se determinó mediante el área obtenido.

$$C[\$] = \$ 380.00 * (1 + 0 + 0.6241 + 0 + 0 + 0 + 2.4738 + 0.52 + 0.6 + 0.208 + 0.02945)$$

$$C[\$] = 2,073.033$$

Este costo estimado nos servirá como referencia para continuar con el método de Guthrie, el nos nos dice que se tiene que calular el costo de la unidad en base a acero al carbon en 1968, la cual se obtiene multiplicando el costo base por el fator del modulo de la tabla 26.

Unidad	Factor del módulo
Hornos de proceso	2.30
Calentadores de fuego directo	2.30
Intercambiadores de calor	3.39
Enfriadores de aire	2.54
Recipientes verticales	4.34
Recipientes horizontales	3.29
Bombas	3.48
Compresores	3.21

Tabla 26. Factores de modulo. Fuente: (Gutierrez, 2003, pág. 41).

Por lo tanto, el costo de la unidad en base a acero al carbon es:

$$C_{md} = 380.00 * 3.39 = 1,288.2$$

Ahora se procederá calcular el costo del módulo desnudo ajustado, y para ello se obtendrá el costo de la unidad deseada la cual se obtiene sumando el costo de la unidad en base al acero al carbón con la diferencia entre el costo estimado menos el costo base.

$$C_{mda} = 1,288.2 + (2,073.033 - 380) = 2,981.233$$

Este valor representa el costo de la unidad deseada en 1968, para estimar el costo de la unidad para el año 2000 se usará los índices de costos de la tabla 25.

Año	Índice	Año	Índice
1957-59	100	1986	318.4
1966	107.2	1987	323.8
1968	113.7	1988	342.5
1970	125.7	1989	355.4
1975	182.4	1990	357.6
1976	192.1	1991	361.3
1977	204.1	1992	358.2
1978	218.8	1993	359.2
1979	238.7	1994	368.1
1980	261.2	1995	381.1
1981	297.0	1996	381.7
1982	314.0	1997	386.5
1983	316.9	1998	389.5
1984	322.7	1999	390.6
1985	325.3	2000	394.1

Tabla 27. Valores de índice de construcción de plantas Chemical Engineering. Fuente: (Gutierrez, 2003, pág. 15).

Por lo tanto

$$C_{mda} = 2,981.233 * \frac{394.1}{113.7} = 10,333.4$$

Y para finalizar el método de Guthrie nos recomienda usar un factor del 15% para las contingencias, por lo que el costo deseado para el intercambiador de calor a partir del año 2000 es de:

$$COSTO = 1.15 * 10,333.4 = \$ 11,883.41 = \$MXN 241,460.79$$

Este costo se usará como referencia como el costo necesario para la construcción de nuestro intercambiador de calor, puesto que al comparar este costo con el obtenido por el método de simulación por el software Aspen EDR, se puede apreciar que se aproxima por lejos al costo obtenido debido a que el diseño es más pequeño que el diseño propuesto (ver tabla 28).

Costo del intercambiador de calor de tubos y coraza en pesos mexicanos

Costo obtenido por el método Guthrie	Costo obtenido por Aspen EDR
\$MXN 241,460.79	\$MXN 170,308.00

Tabla 28. Comparación de los resultados del diseño mecánico. Fuente: elaboración propia.

CONCLUSIÓN

Esta investigación tuvo como propósito el diseño termodinámico y mecánico de un intercambiador de calor de tubos y corazas para un sistema corrosivo, puesto que hoy en día las plantas químicas suelen utilizar sustancias que pueden perjudicar el funcionamiento del equipo, así también como su vida útil. En base se diseñó un intercambiador de calor de tubos y coraza de hoja de tubos fijos tipo BEM, el cual será fabricado por materiales de titanio de grado 3 y acero inoxidable tipo austenítico con aleaciones de 20 Cr; 29 Ni; 2.5 Mo; 3.5 Tipo de Cu, para los tubos y coraza respectivamente. El cual se optó por elegir aquellos fluidos con un pH en extremo, que en este caso fueron el ácido nítrico al 60% y el ácido sulfúrico al 98%.

En el diseño termodinámico del intercambiador de calor se pudo observar que el fluido que gana calor es el ácido nítrico al 60% y que éste presenta una variación de temperatura baja mientras que el fluido que sede calor (ácido sulfúrico al 98%) muestra una variación de temperatura muy baja. Al efectuar esto se obtuvo un flujo de calor de 229,135.832 Btu/ lb*h, que con ello se determinó que el intercambiador de calor se encontrará operando con una buena efectividad de alrededor de 60 %, ya que para que un intercambiador de calor opere muy bien tendrá que tener una eficiencia entre 60 a 80%.

Para el dimensionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza, se realizaron diversas pruebas cuyos datos se pueden ver en el apartado de los resultados, donde concluyo que el intercambiador de calor será diseñado en base a los datos de la tabla, debido a que, a el proceso desarrollado por la simulación en Excel, se obtuvo un diámetro de carcasa mínima, debido a que al llevar a cabo la simulación se observaba que al aumentar la longitud de los tubos el diámetro sería más pequeño y viceversa, por lo que los cálculos muestran que con una longitud del 12 ft , se cumplieron de manera correcta con los rangos permitidos por la metodología.

Se compararon los parámetros térmicos, hidráulicos y mecánicos correspondientes del diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza tipo BEM, con el software Aspen EDR y el simulador desarrollado en Excel para la selección óptima de diseño, lo cual esta comparación permitió elegir el diseño adecuado para la operación y a la vez el dimensionamiento apropiado de equipo.

A demás, en el dimensionamiento del equipo, el número de deflectores estimado en realidad era de 71 deflectores sin embargo al ver diseñar el equipo se observaba que necesario colocar una cantidad de 56 deflectores para evitar que el intercambiador tenga problemas en la entrada del fluido caliente. Con ello se determinó que el intercambiador de calor será construido con una configuración de dos pasos por los tubos y uno por la coraza y arreglo triangular, teniendo en cuenta que cumplían con el rango de recomendación de los parámetros de diseño como la caída de presión por lado tubo con el nuevo arreglo de los deflectores fue de 3.5132, y por lado coraza 2.1364 psi.

En base a los materiales de fabricación del intercambiador de calor se obtuvo un precio estimado de \$ 241,460 pesos, el cual, al comparar el precio con otros intercambiadores de calor de tubos y coraza, este está en un rango aceptable de precio, en comparación a los intercambiadores de calor para un sistema no corrosivo. El alto precio obtenido se debe a que los materiales que se eligieron no son de un uso frecuente en la fabricación de intercambiadores de calor de tubos y coraza, en comparación a otros materiales como el acero al carbón y acero inoxidable que son los más utilizados.

De manera global, se concluye, que, con los resultados obtenidos, si posible diseñar un intercambiador de calor de tubos y coraza para un sistema corrosivo, puesto que los resultados obtenidos, estos se encuentran en los rangos establecidos por las normas TEMA y ASME y que además con los materiales que se eligieron además de resistir fluidos como el ácido nítrico y el ácido sulfúrico es capaz de resistir otras sustancias soluciones acidas excluyendo al ácido clorhídrico, soluciones neutras, soluciones alcalina, medios oxidantes, agua y hasta vapores con excepción a gases de horno con azufre de contenido incidental, debido a la alta resistencia a la corrosión que tendrán los materiales elegidos.

La construcción de este equipo será de mucha ayuda en empresas que tienen como propósito la producción de fertilizantes y también para llevar a cabo diferentes tipos de procesos, sin embargo, se recomienda que este sea de uso para la fabricación de fertilizantes debido a que los fluidos que se utilizaron, son usualmente para el uso de obtención de estos, además de que no superen un flujo de calor de 229,135.832 Btu/ lb*h y un flujo masico de 5,000 kg/h (11023.11 lb/h).

COMPETENCIAS DESARROLLADAS Y/O APLICADAS

Durante la realización de este proyecto de residencia, me permitió reafirmar los conocimientos adquiridos durante la estancia en la carrera de Ingeniería Química, donde pude demostrar a fondo mis conocimientos adquiridos durante los cursos de diseño de equipos de procesos de calor, sobre todo en el diseño de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Además, pude reforzar mis conocimientos acerca del funcionamiento de un intercambiador de calor de tubos y coraza y la importancia de su fabricación.

Para el diseño de este equipo de transferencia de calor, aplique mis conocimientos de termodinámica, métodos numéricos y hasta programación por medio de una hoja de cálculo de Excel, en el que se simuló el diseño por medio de la metodología implicada por Kern. En el caso del diseño mecánico fue uno de los principales desafíos que asumí, puesto que, para la realización del presente trabajo, se requerían conocimientos de mecánica, las cuales no se tenía conocimiento, por lo que se dedicó tiempo para comprenderlo un poco más a fondo y reforzar los conocimientos básicos acerca de ello.

BIBLIOGRAFÍA

- ASME. (2019). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code: SECTION VIII, DIVISION 1, Rules for Construction of Pressure Vessels*. New York, NY: ASME Collective Membership Mar.
- ASME. (2019). SECTION II, MATERIALS, Part D.
- Barragán, A. S., & Landázuri, D. C. (2013). DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, Y OPERACIONALIZACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CARCASA, DESTINADO PARA EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE CIENCIAS AMBIENTALES DE LA UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK. *UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK*, 134.
- Barragán, A. S., & Landázuri, D. C. (2013). DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, Y OPERACIONALIZACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBO Y CARCASA, DESTINADO PARA EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE CIENCIAS AMBIENTALES DE LA UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK. *UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK*.
- Becerra, E. L., & Celeron, J. L. (2017). MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE PRODUCCION DE $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$. *Universidad Industrial de Santander*.
- Carvajal, A. F., & Gonzalez, N. (2012). Diseño de Intercambiadores de Calor y separadores Liq-Liq. Algoritmos necesarios para el diseño de dichos implementos. Son se uso industrial. *ISSUU*.
- CARVAJAL, A. F., GONZALEZ, N., & P., J. O. (2012). DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR Y SEPARADORES. *UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA*.
- Cengel, Y. A. (2007). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA*. México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana.
- Cicek, V. (2014). *Corrosion Engineering*. New Jersey.
- Couceyro, A. H. (2019). Diseño de una planta química para la producción de ácido fosfórico a partir de la fosforita cubana. *Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas*.

- Daiana, B. R., & Luciano, C. O. (2016). PRODUCCIÓN DE NITRATO DE AMONIO. *UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO*.
- DIAZ, A. G., & ZUÑIGA, D. D. (2014). DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CORAZA Y TUBOS PARA OPTIMIZAR EL MARGEN DE REFINACIÓN EN LA UNIDAD DE DESTILACIÓN COMBINADA DE LA REFINERÍA DE CARTAGENA (RCSA). *UNIVERSIDAD SAN BUENAVENTURA CARTAGENA*.
- DIAZ, A. G., & ZUÑIGA, D. D. (2014). DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CORAZA Y TUBOS PARA OPTIMIZAR EL MARGEN DE REFINACIÓN EN LA UNIDAD DE DESTILACIÓN COMBINADA DE LA REFINERÍA DE CARTAGENA (RCSA). *UNIVERSIDAD SAN BUENAVENTURA CARTAGENA*.
- DIAZ, Ó. M. (2018). DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA (1-2) PARA UNA PLANTA QUIMICA ASOCIADA A UNA FUNDICION PIROMETALURGICA. *UNIVERSIDAD POLITECNICA DE MADRID*.
- Domene, R. M., Tovar, R. S., Tovar, R. S., & Antón, J. G. (2018). *Corrosión*. Valencia: Editorial Universitat Politècnica de València.
- Elizabeth, A. R., & Antonio, D. J. (2015). DISEÑO DE PLANTA PARA LA PRODUCCIÓN DE NITRATO DE AMONIO POR EL PROCESO UHDE. *UNIVERSIDAD NACIONAL DE TRUJILLO*.
- GARRIGUES, D. H. (2018). SISTEMA DE GESTION DE ENERGIA DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE ACIDO NITRICO. *UNIVERSIDAD POLITECNICA DE MADRID*.
- Granados, B. L., & Tovar, R. S. (2018). *Corrosion*. Valencia: UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA.
- GRUPO HASTINIK. (2002). Aceros inoxidables y aleaciones especiales. 36.
- Guti, M. A. (2014, Junio 11). *diseño de una planta para la producción de ácido fosfórico*. Retrieved from SlideShare: <https://es.slideshare.net/malejaguti/diseo-de-una-planta-para-la-produccion-de-cido-fosfrico>
- Gutierrez, A. J. (2003). *DISEÑO DE PROCESOS EN INGENIERIA QUIMICA*. Mexico: REVERTE EDICIONES, S.A. DE C.V.

- HUERTAS, D. F. (2017). DISEÑO DE SOFTWARE PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS CON CINCO SUSTANCIAS DIFERENTES. *UNIVERSIDAD LOS LIBERTADORES*.
- Janaun, J., & Kamin, N. H. (2016). Design and simulation of heat exchangers using Aspen HYSYS, and Aspen exchanger design and rating for paddy drying application.
- KERN, D. Q. (1999). *PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*. MÉXICO: McGraw Hill Book Company, Inc.
- Labat, J. C. (2018). DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (Design and Analysis of a Heat Exchanger). *ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN*.
- LUNA, J. L. (2013). DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR CALOR DE CORAZA Y TUBOS. *INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL*, 198.
- M., M. D., & FRANCO, R. R. (1985). SELECCION DE UN METODO DE DISEÑO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA E IMPLEMENTACION DE SU PROGRAMA DE SU PROGRAMA DE COMPUTO. *INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL*.
- MACHUCA, J. A. (1993). MANUAL PARA EL DISEÑO MECANICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO BEM, DE CORAZA Y TUBO. *UNIVERSIDAD AUTONOMA DE MEXICO*.
- Madrid, J. G. (2019). Diseño del Sistema de Reacción de una Planta de Producción de Nitrato Amónico. *Universidad Jaume I*.
- McCabe, W. L., & Smith, J. C. (2007). *OPERACIONES UNITARIAS EN INGENIERÍA QUÍMICA*. México, D. F.: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. de C.V.
- Mendoza, K. M. (2018). Desarrollo de un software para el diseño térmico de intercambiadores de calor. *UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO*.
- Orellana, A. L. (2013). DISEÑO DE UN SISTEMA DE DILUCIÓN CONTINUA DE ÁCIDO SULFÚRICO. *Universidad de San Carlos de Guatemala*.

- Orrego, K. A. (2013). ACTUALIZACIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR. *PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO*.
- Perry, R. H. (1997). PERRY'S CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK. United States of America: McGraw-Hill.
- PICON, L. A., & MARCELA, L. (2009). DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO. *UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*.
- PICON, L. A., & VARGAS, L. M. (2009). DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO. *UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER*.
- Purohit, G. P. (1983). Estimating Costs of Shell-and-Tube Heat Exchangers.
- RODRIGUEZ, A. G., & MADRIGAL, C. A. (2008). MEMORIA DE CALCULO SELECCION Y ANALISIS NUMERICO DE UN RECIPIENTE A PRESION DE 600 FT3 DE CAPACIDAD. *INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL*.
- ROJAS, S. P. (2014). DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS. *UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS*.
- ROJAS, S. P. (2014). DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS. *UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS*.
- S/A. (n.d.). 4.4. ACIDO SULFURICO. Retrieved from <http://documentacion.ideam.gov.co/openbiblio/bvirtual/018903/Links/Guia4.pdf>
- S/A. (n.d.). 7.- INTERCAMBIADORES DE CALOR. Retrieved from <https://www.hidroterm.com.ve/documentacion/intercambiadoresdecalor.pdf>
- S/N. (n.d.). 4.3 Acido nítrico. Retrieved from <http://documentacion.ideam.gov.co/openbiblio/bvirtual/018903/Links/Guia3.pdf>
- SAINT-JEAN, F. H. (2012). "ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD TÉCNICO Y ECONÓMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE NITRATO DE CALCIO EN CHILE". *PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DE VALPARAÍSO*.

- Sánchez, A. P., & González, E. R. (2020). Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de metanol. *NEXO*, 759-760.
- SERTH, R. W. (2007). *Process Heat Transfer Principles and Applications*. Texas, USA: Elsevier Ltd.
- Shannxi. (2018, Enero 15). *Titanium Inconsútil Y Tamaño De Tubería De Aleación De Titanio Especificación: ASTM B861*. Retrieved from <http://es.shew-esteelpipe.com/news/seamless-titanium-and-titanium-alloy-pipe-size-12690967.html>
- SIERRA, O. G. (2013). PROYECTO DE INSTALACION DE UNA PLANTA PRODUCTORA DE ACIDO FOSFORICO A PARTIR DE FOSFORO BLANCO. *INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL*.
- Smith, J. M., & Ness, H. C. (2007). *INTRODUCCIÓN A LA TERMODINAMICA EN INGENIERIA QUIMICA*. México, D. F.: McGRAW-HILUINTERAMERICANA.
- Solá, P. M. (1990). *Metales resistentes a la corrosión*. Barcelona : A.G. Portavella S.A.
- Solà, P. M. (1990). *Metales resistentes a la corrosión*. Barcelona, España: MARCOMBO, S.A.
- STEELJRV. (2018, Febrero 16). *ANSI/ASME B16.5 Long Weld Neck Flange Dimensions*. Retrieved from <https://www.steeljrv.com/ansi-asme-b16-5-long-weld-neck-flange-dimensions.html#ansi-asme-b16-5-long-weld-neck-flange-class-600>
- TEMA. (2007). *STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION*. New York, NY: TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC.
- Useche, R. E. (2019). Diseño De Un Intercambiador De Calor De Tubos Concéntricos. *Universidad de Ibagué*.
- VALDEZ, J. F. (2001). DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. *UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON*.
- VALDEZ, J. F. (2001). DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR . *UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON*.

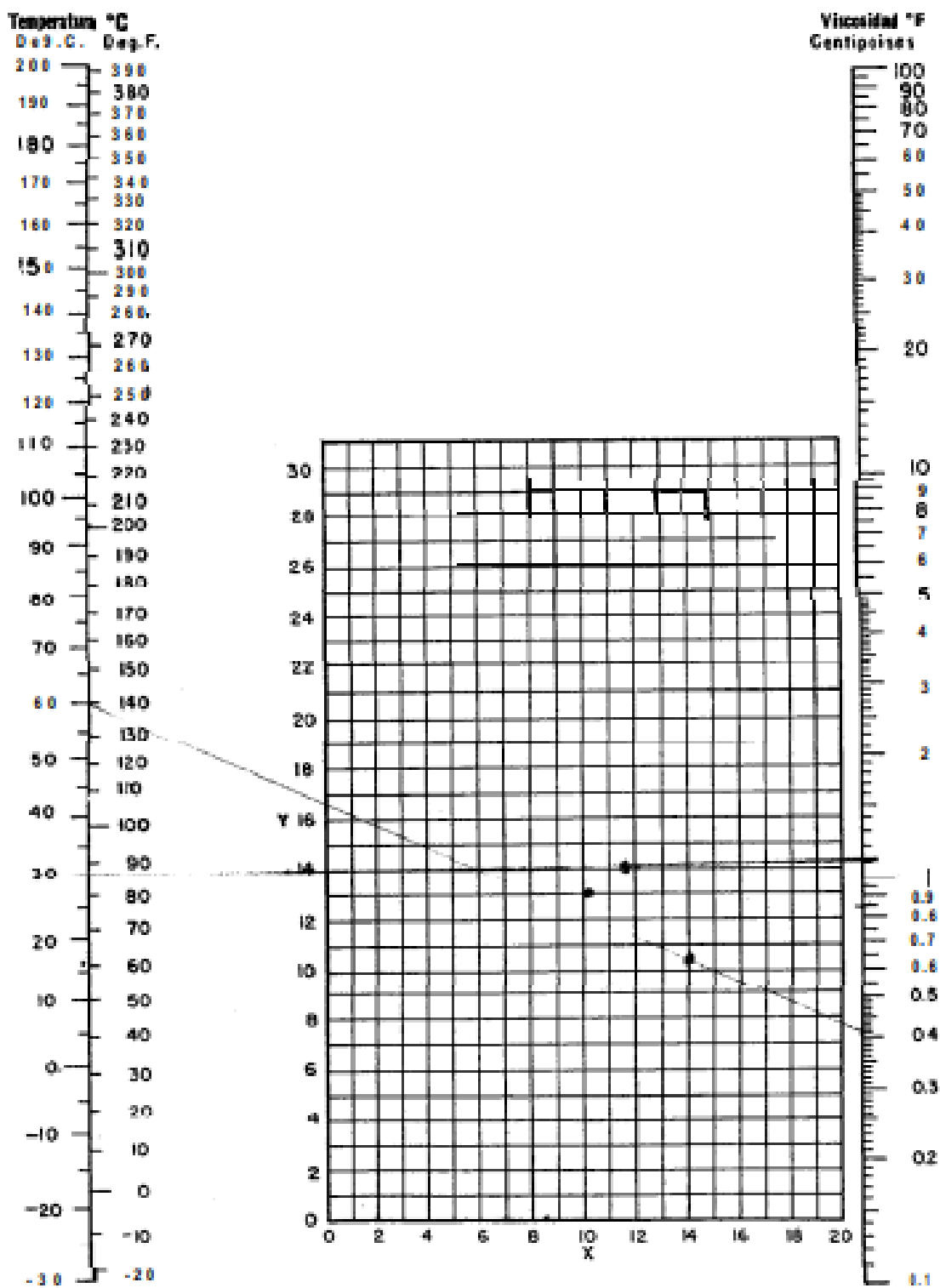
ANEXOS

ANEXO 1. VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14

Líquido	x	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35 %	7.9	19.9	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Enol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110%	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.2
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metiletilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	116.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26 %	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Diisopilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.6
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sales	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroforma	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	15.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfúrico	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

ANEXO 2. GRAFICA PARA LA OBTENCION DE LAS VICOSIDADES



ANEXO 3. FACTORES DE OBSTRUCCION DE DISTINTOS FLUIDOS.

Table 3.3 Typical Values of Fouling Factors ($h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F/Btu$)

<i>Cooling water streams^a</i>	
• Seawater	0.0005–0.001
• Brackish water	0.001–0.002
• Treated cooling tower water	0.001–0.002
• Municipal water supply	0.001–0.002
• River water	0.001–0.003
• Engine jacket water	0.001
• Distilled or demineralized water	0.0005
• Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
• Boiler blowdown	0.002
<i>Service gas streams</i>	
• Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
• Compressed air	0.001–0.002
• Steam (clean)	0–0.0005
• Steam (with oil traces)	0.001–0.002
• Refrigerants (with oil traces)	0.002
• Ammonia	0.001
• Carbon dioxide	0.002
• Flue gases	0.005–0.01
<i>Service liquid streams</i>	
• Fuel oil	0.002–0.005
• Lubrication oil	0.001
• Transformer oil	0.001
• Hydraulic fluid	0.001
• Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
• Refrigerants	0.001
• Brine	0.003
<i>Process gas streams</i>	
• Hydrogen	0.001
• Organic solvent vapors	0.001
• Acid gases	0.002–0.003
• Stable distillation overhead products	0.001
<i>Process liquid streams</i>	
• Amine solutions	0.002
• Glycol solutions	0.002
• Caustic solutions	0.002
• Alcohol solutions	0.002
• Ammonia	0.001
• Vegetable oils	0.003
• Stable distillation side-draw and bottom products	0.001–0.002

ANEXO 4. DIMENSIONES DE TUBERIAS DE TITANIO

**TABLE 1
DIMENSIONS OF PIPE**

NPS Desig.	Outside Dia.		Nominal Wall Thickness																
			Schedule 5S (A)		Schedule 5 (A)		Schedule 10S (A)		Schedule 10 (A)		Schedule 40S		Schedule 40		Schedule 80S		Schedule 80		
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	
1/8	0.405	10.29	x	x	x	x	0.049	1.24	0.049	1.24	0.068	1.73	0.068	1.73	0.095	2.41	0.095	2.41	
1/4	0.540	13.72	x	x	x	x	0.065	1.65	0.065	1.65	0.088	2.24	0.088	2.24	0.119	3.02	0.119	3.02	
3/8	0.675	17.15	x	x	x	x	0.065	1.65	0.065	1.65	0.091	2.31	0.091	2.31	0.126	3.20	0.126	3.20	
1/2	0.840	21.34	0.065	1.65	0.065	1.65	0.083	2.11	0.083	2.11	0.109	2.77	0.109	2.77	0.147	3.73	0.147	3.73	
3/4	1.050	26.67	0.065	1.65	0.065	1.65	0.083	2.11	0.083	2.11	0.113	2.87	0.113	2.87	0.154	3.91	0.154	3.91	
1	1.315	33.40	0.065	1.65	0.065	1.65	0.109	2.77	0.109	2.77	0.133	3.38	0.133	3.38	0.179	4.55	0.179	4.55	
1 1/4	1.660	42.16	0.065	1.65	0.065	1.65	0.109	2.77	0.109	2.77	0.140	3.56	0.140	3.56	0.191	4.85	0.191	4.85	
1 1/2	1.900	48.26	0.065	1.65	0.065	1.65	0.109	2.77	0.109	2.77	0.145	3.68	0.145	3.68	0.200	5.08	0.200	5.08	
2	2.375	60.32	0.065	1.65	0.065	1.65	0.109	2.77	0.109	2.77	0.154	3.91	0.154	3.91	0.218	5.54	0.218	5.54	
2 1/2	2.875	73.02	0.083	2.11	0.083	2.11	0.120	3.05	0.120	3.05	0.203	5.16	0.203	5.16	0.276	7.01	0.276	7.01	
3	3.500	88.90	0.083	2.11	0.083	2.11	0.120	3.05	0.120	3.05	0.216	5.49	0.216	5.49	0.300	7.62	0.300	7.62	
3 1/2	4.000	101.60	0.083	2.11	0.083	2.11	0.120	3.05	0.120	3.05	0.226	5.74	0.226	5.74	0.318	8.08	0.318	8.08	
4	4.500	114.30	0.083	2.11	0.083	2.11	0.120	3.05	0.120	3.05	0.237	6.02	0.237	6.02	0.337	8.56	0.337	8.56	
5	5.563	141.30	0.109	2.77	0.109	2.77	0.134	3.40	0.134	3.40	0.258	6.55	0.258	6.55	0.375	9.53	0.375	9.53	
6	6.625	168.27	0.109	2.77	0.109	2.77	0.134	3.40	0.134	3.40	0.280	7.11	0.280	7.11	0.432	10.97	0.432	10.97	
8	8.625	219.07	0.109	2.77	0.109	2.77	0.148	3.76	0.148	3.76	0.322	8.18	0.322	8.18	0.500	12.70	0.500	12.70	
10	10.75	273.05	0.134	3.40	0.134	3.40	0.165	4.19	0.165	4.19	0.365	9.27	0.365	9.27	0.500	12.70	0.594	15.09	
12	12.75	323.85	0.156	3.96	0.156	3.96	0.180	4.57	0.180	4.57	0.375	9.53	0.406	10.31	0.500	12.70	0.688	17.48	
14	14.00	355.60	0.156	3.96	0.156	3.96	0.188	4.78	0.250	6.35	x	x	0.438	11.13	x	x	0.750	19.05	
16	16.00	406.40	0.165	4.19	0.165	4.19	0.188	4.78	0.250	6.35	x	x	0.500	12.70	x	x	0.844	21.44	
18	18.00	457.20	0.165	4.19	0.165	4.19	0.188	4.78	0.250	6.35	x	x	0.562	14.27	x	x	0.938	23.83	
20	20.00	508.00	0.188	4.78	0.188	4.78	0.218	5.54	0.250	6.35	x	x	0.594	15.09	x	x	1.031	26.19	
22	22.00	558.80	0.188	4.78	0.188	4.78	0.218	5.54	0.250	6.35	x	x	x	x	x	x	1.125	28.58	
24	24.00	609.60	0.218	5.54	0.218	5.54	0.250	6.35	0.250	6.35	x	x	0.688	17.48	x	x	1.219	30.96	
26	26.00	660.40	x	x	x	x	x	x	0.312	7.92	x	x	x	x	x	x	x	x	x
28	28.00	711.20	x	x	x	x	x	x	0.312	7.92	x	x	x	x	x	x	x	x	x
30	30.00	762.00	0.250	6.35	0.250	6.35	0.312	7.92	0.312	7.92	x	x	x	x	x	x	x	x	
32	32.00	812.80	x	x	x	x	x	x	0.312	7.92	x	x	0.688	17.48	x	x	x	x	x
34	34.00	863.60	x	x	x	x	x	x	0.312	7.92	x	x	0.688	17.48	x	x	x	x	x
36	36.00	914.40	x	x	x	x	x	x	0.312	7.92	x	x	0.750	19.05	x	x	x	x	x

GENERAL NOTES:

- (1) Schedule sizes conform to ANSI/ASME B36.19M-1985 (for "S" sizes) or B36.10 (for non-S sizes).
- (2) The decimal thickness listed for the respective pipe sizes represent their nominal wall dimensions.

NOTE:

- (A) Threading not permitted in accordance with ANSI B.1.20.1.

ANEXO 5. DATOS DE TUBOS

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
3/4	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

ANEXO 6. CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL ACIDO NITRICO PURO

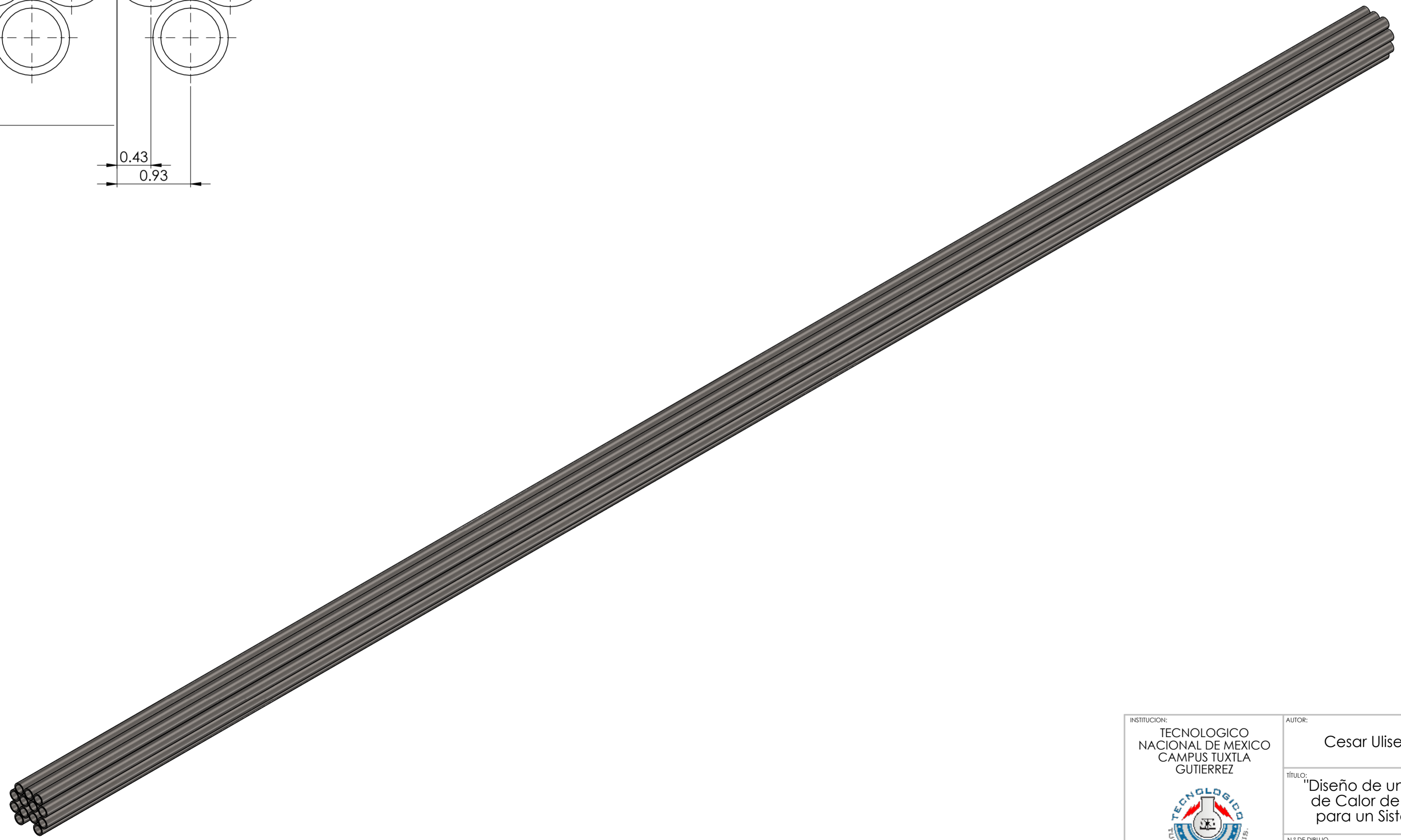
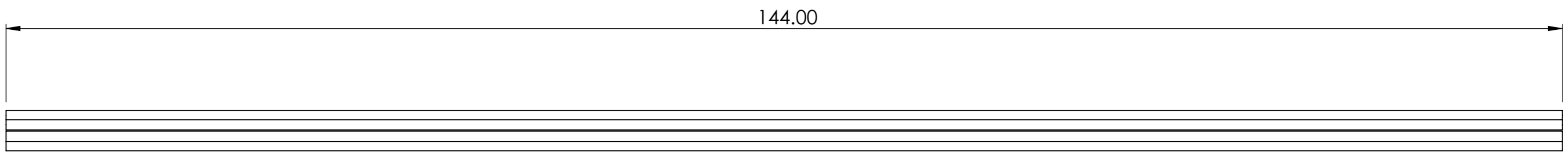
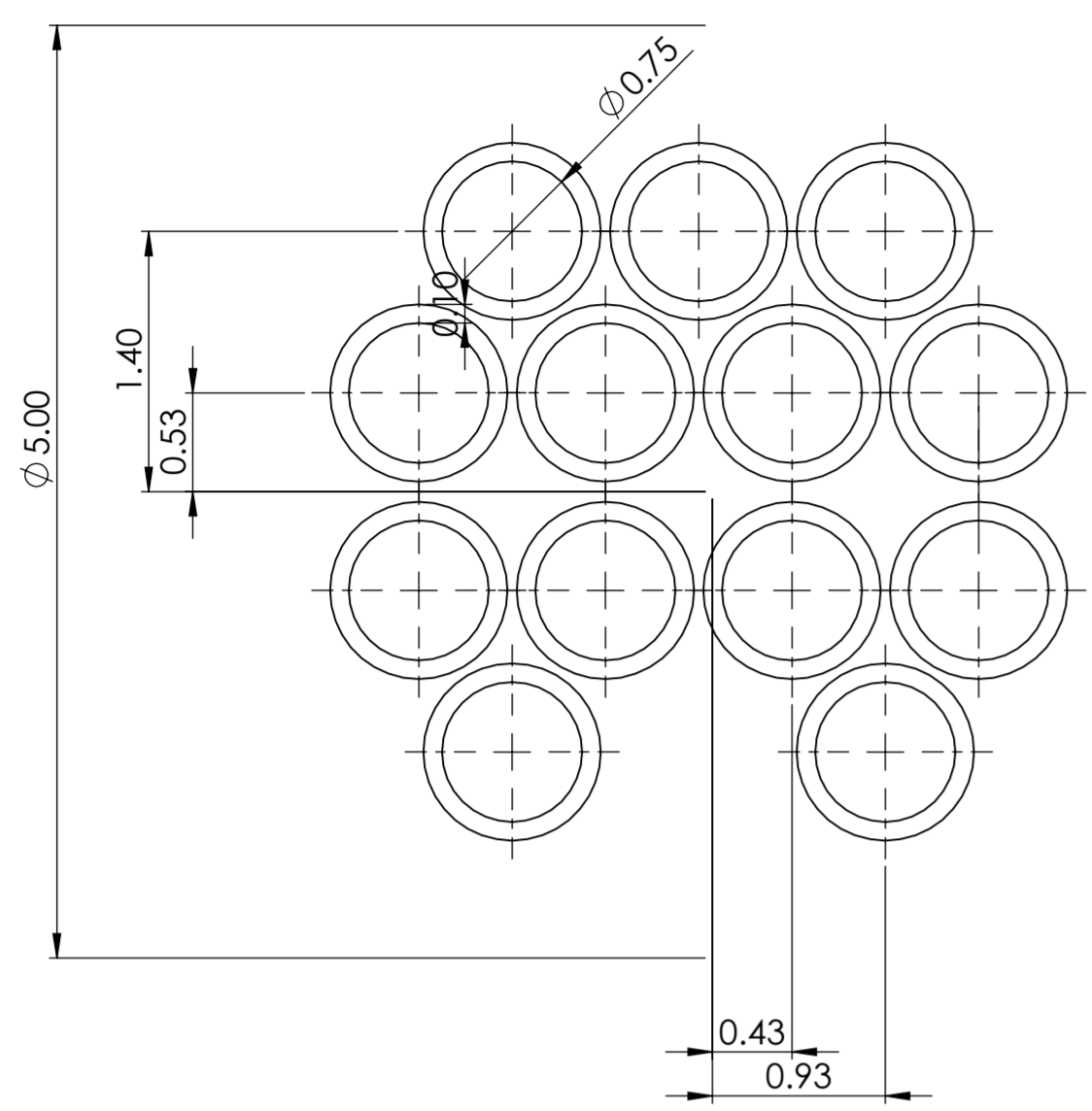
$T(K)$	$k \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	$T(K)$	$k \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$	$T(K)$	$k \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$
233,15	0,24667	301,15	0,28312	369,15	0,319839
237,15	0,248801	305,15	0,285276	373,15	0,321997
241,15	0,250934	309,15	0,287433	377,15	0,324154
245,15	0,253069	313,15	0,289592	381,15	0,32631
249,15	0,255205	317,15	0,291751	385,15	0,328464
253,15	0,257343	321,15	0,29391	389,15	0,330616
257,15	0,259483	325,15	0,296071	393,15	0,332767
261,15	0,261625	329,15	0,298231	397,15	0,334916
265,15	0,263768	333,15	0,300392	401,15	0,337063
269,15	0,265912	337,15	0,302554	405,15	0,339207
273,15	0,268058	341,15	0,304715	409,15	0,341349
277,15	0,270206	345,15	0,306877	413,15	0,343488
281,15	0,272355	349,15	0,309038	417,15	0,345624
285,15	0,274506	353,15	0,3112	421,15	0,347758
289,15	0,276657	357,15	0,31336	425,15	0,349888
293,15	0,27881	361,15	0,315521	429,15	0,352014
297,15	0,280965	365,15	0,31768	433,15	0,354137

Fuente: (Madrid, 2019)


ANEXO 7. PLANOS

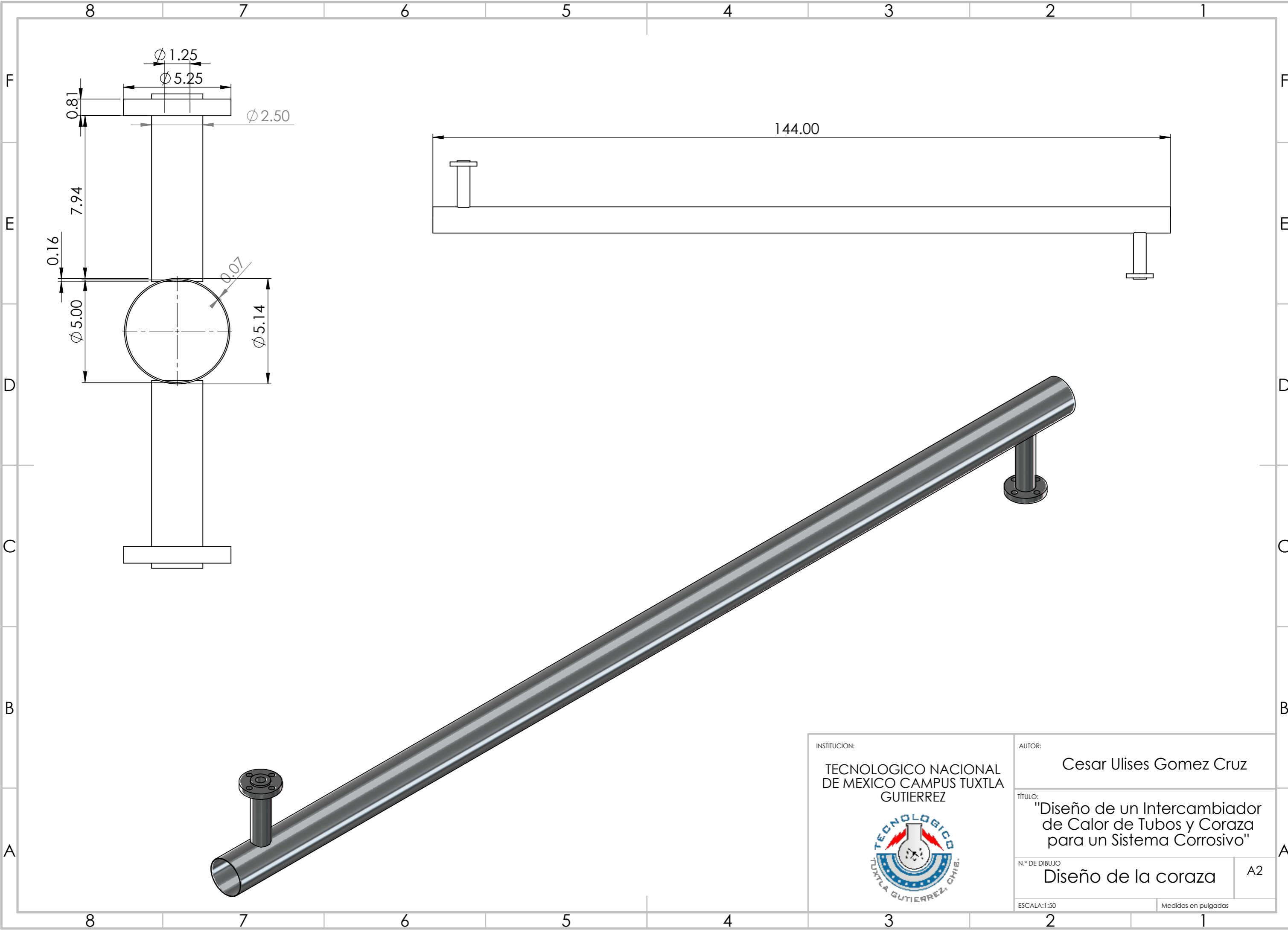
12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H
G
F
E
D
C
B
A



12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ 	AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
	TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
	N.º DE DIBUJO Diseño de Tubos	A1
	ESCALA: 1:20 Medidas en pulgadas	



INSTITUCION:
 TECNOLOGICO NACIONAL
 DE MEXICO CAMPUS TUXTLA
 GUTIERREZ



AUTOR:
 Cesar Ulises Gomez Cruz

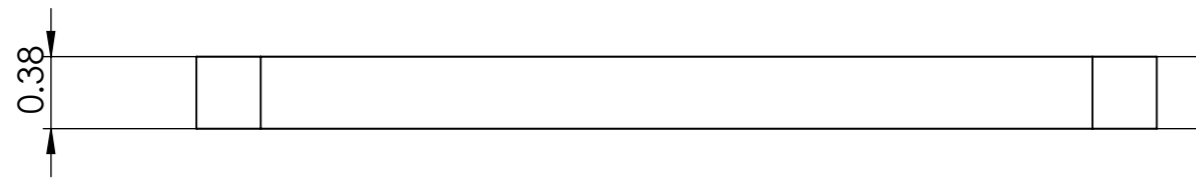
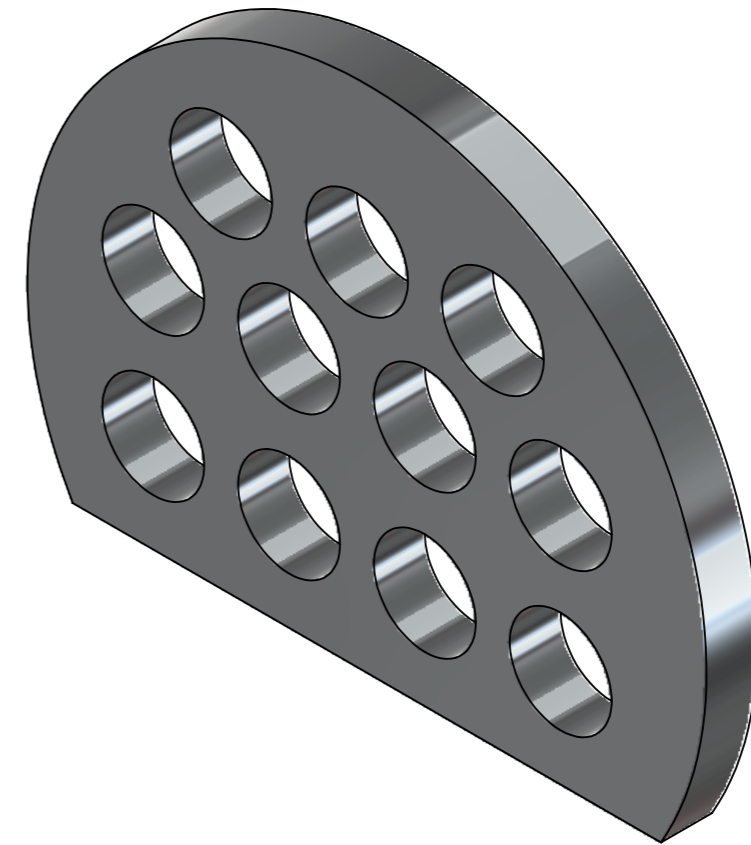
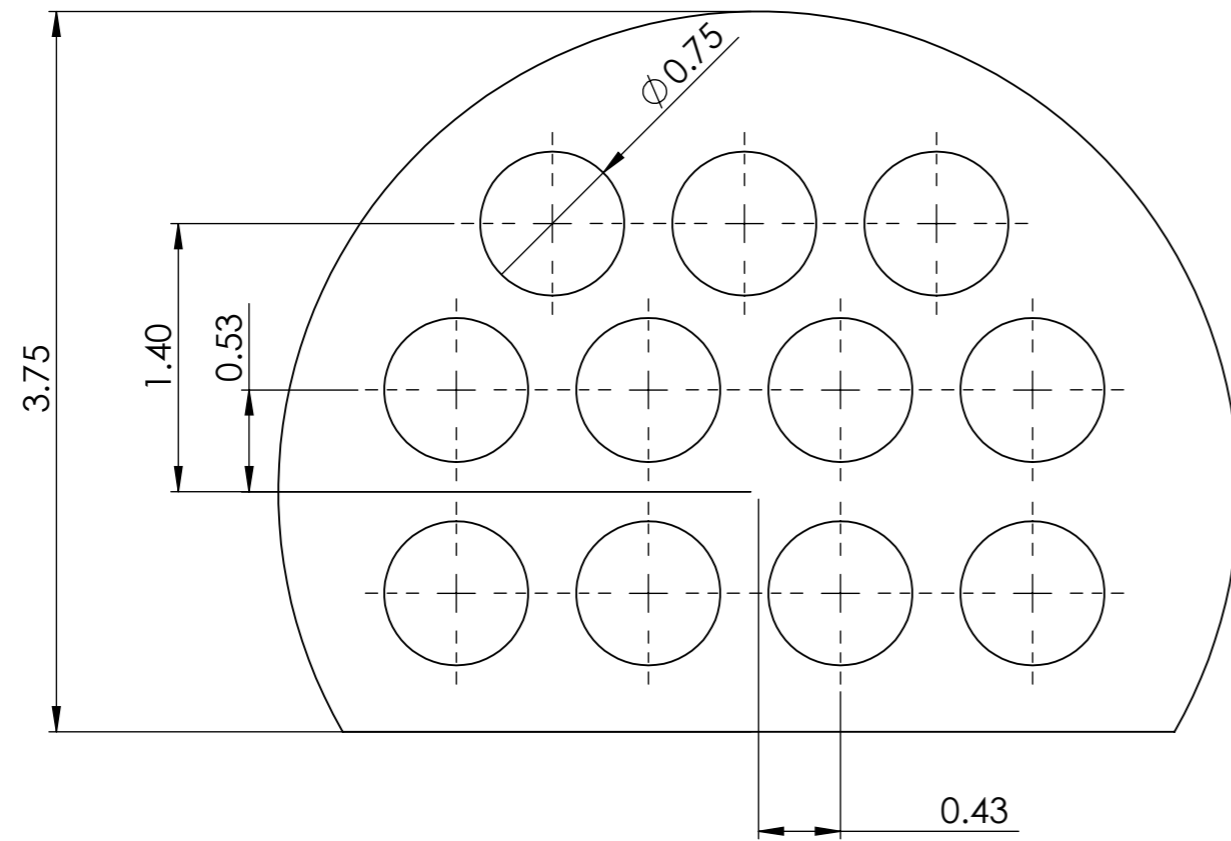
TÍTULO:
 "Diseño de un Intercambiador
 de Calor de Tubos y Coraza
 para un Sistema Corrosivo"


N.º DE DIBUJO
 Diseño de la coraza

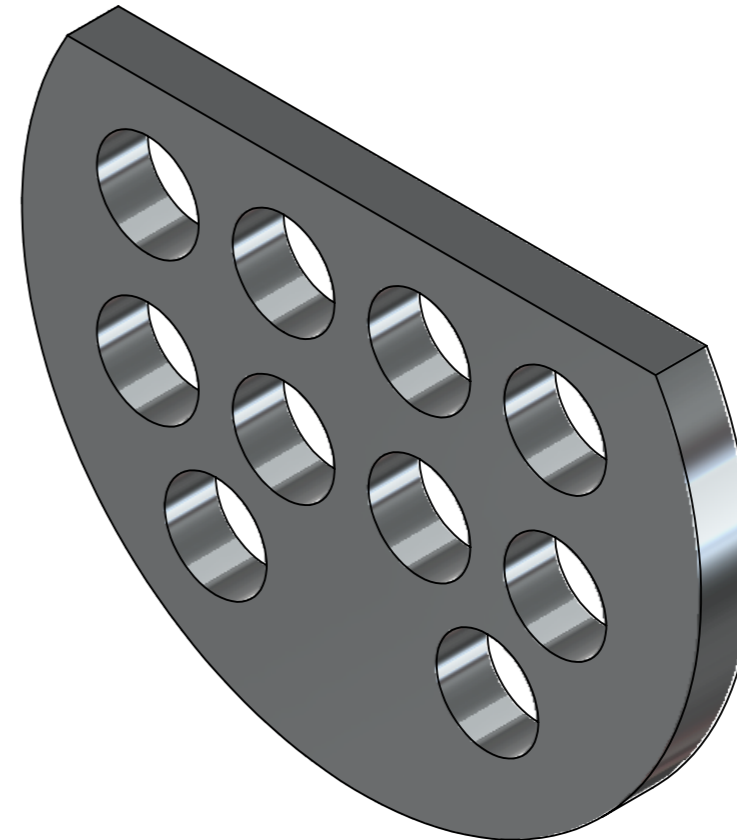
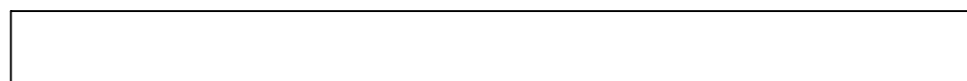
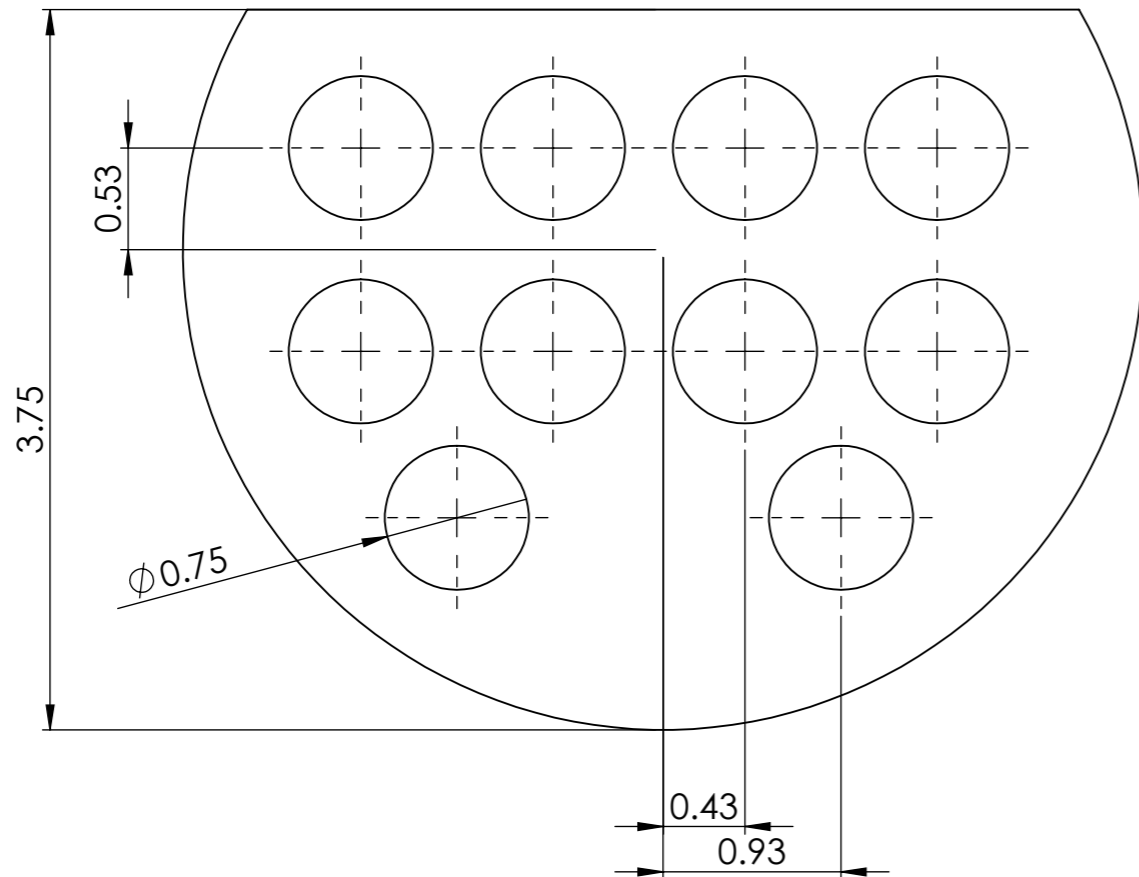
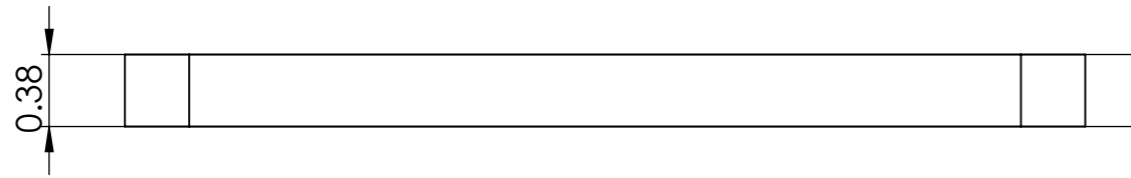
A2


ESCALA: 1:50

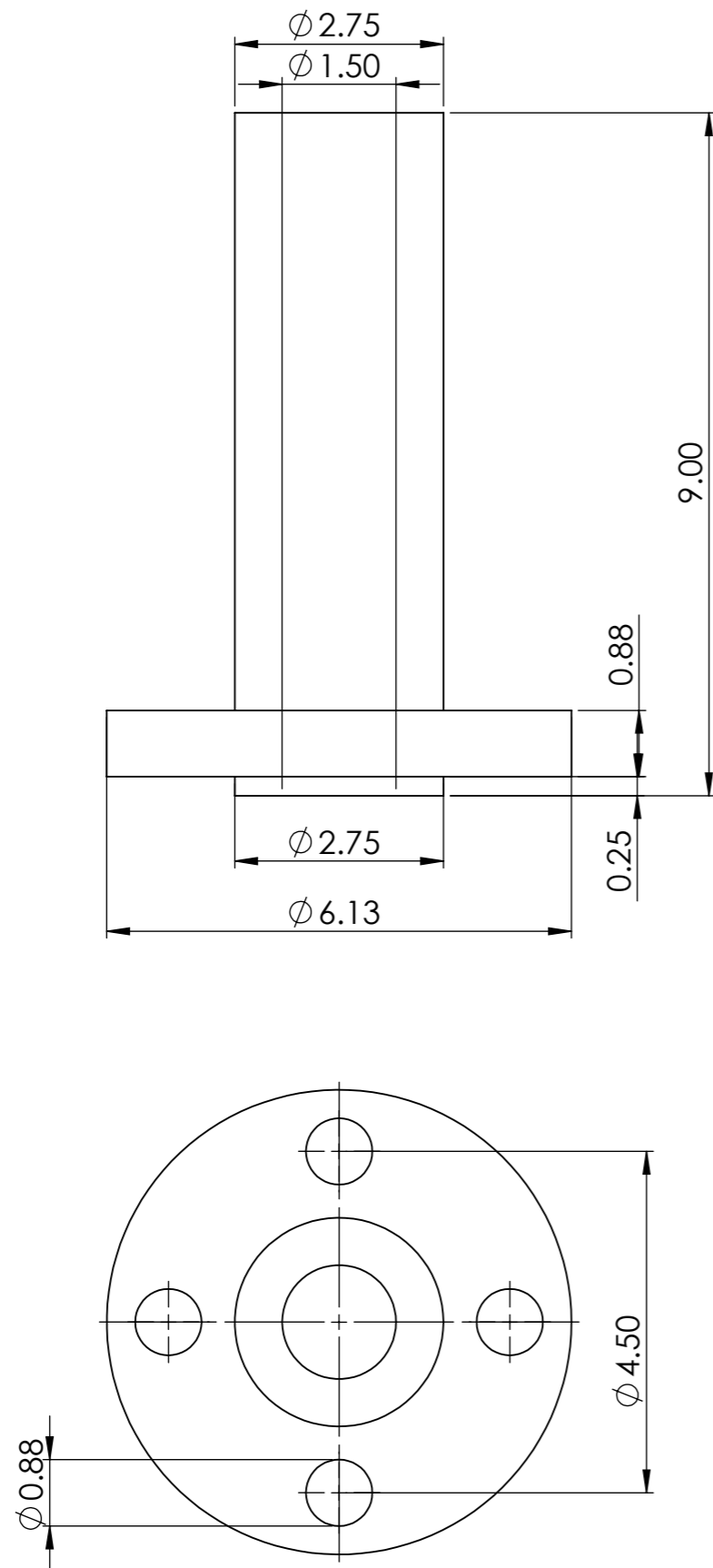
Medidas en pulgadas



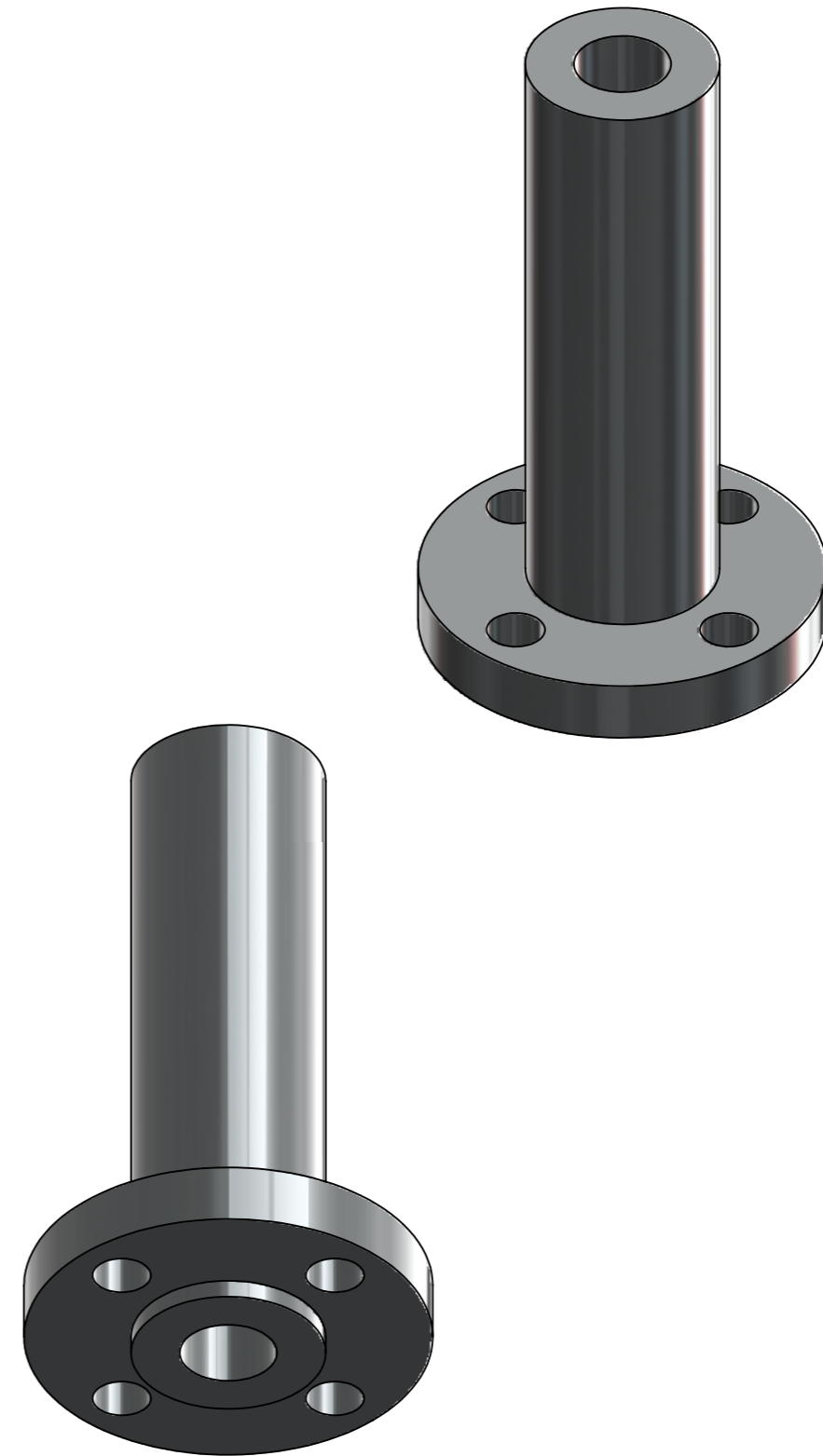
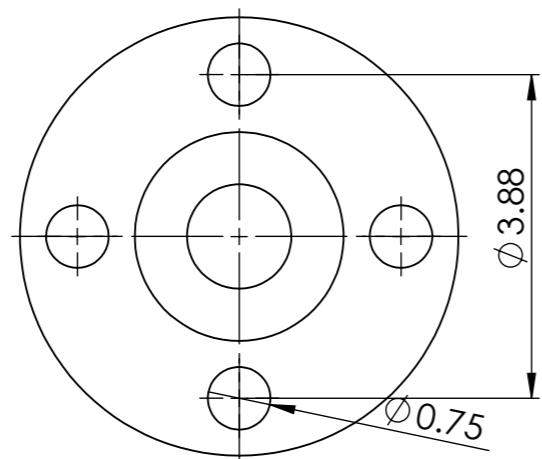
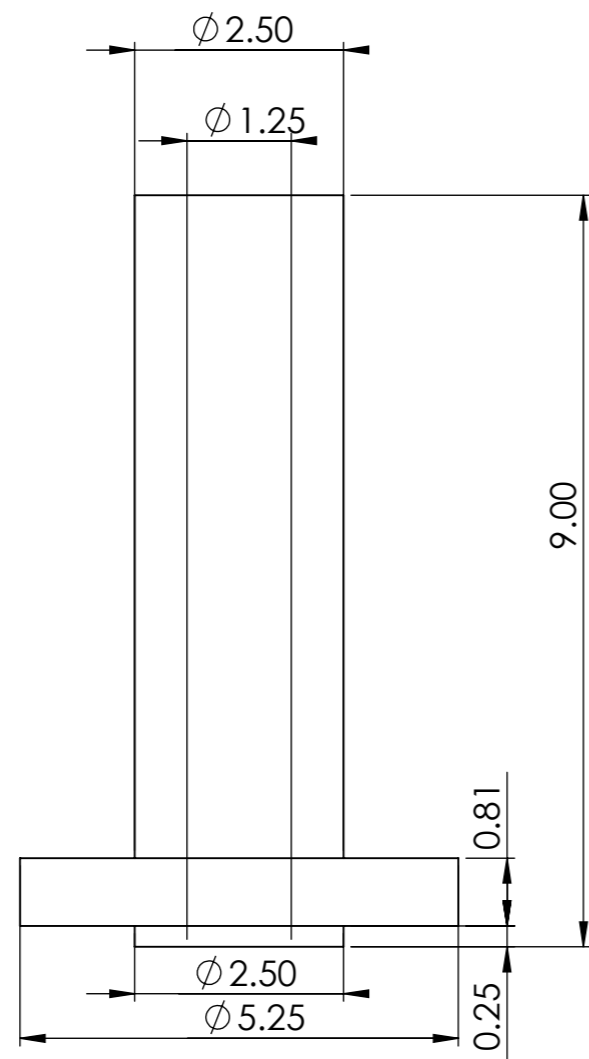
INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ	AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
	TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
	N.º DE DIBUJO Deflectores	A3
	ESCALA: 1:1 Medidas en pulgadas	




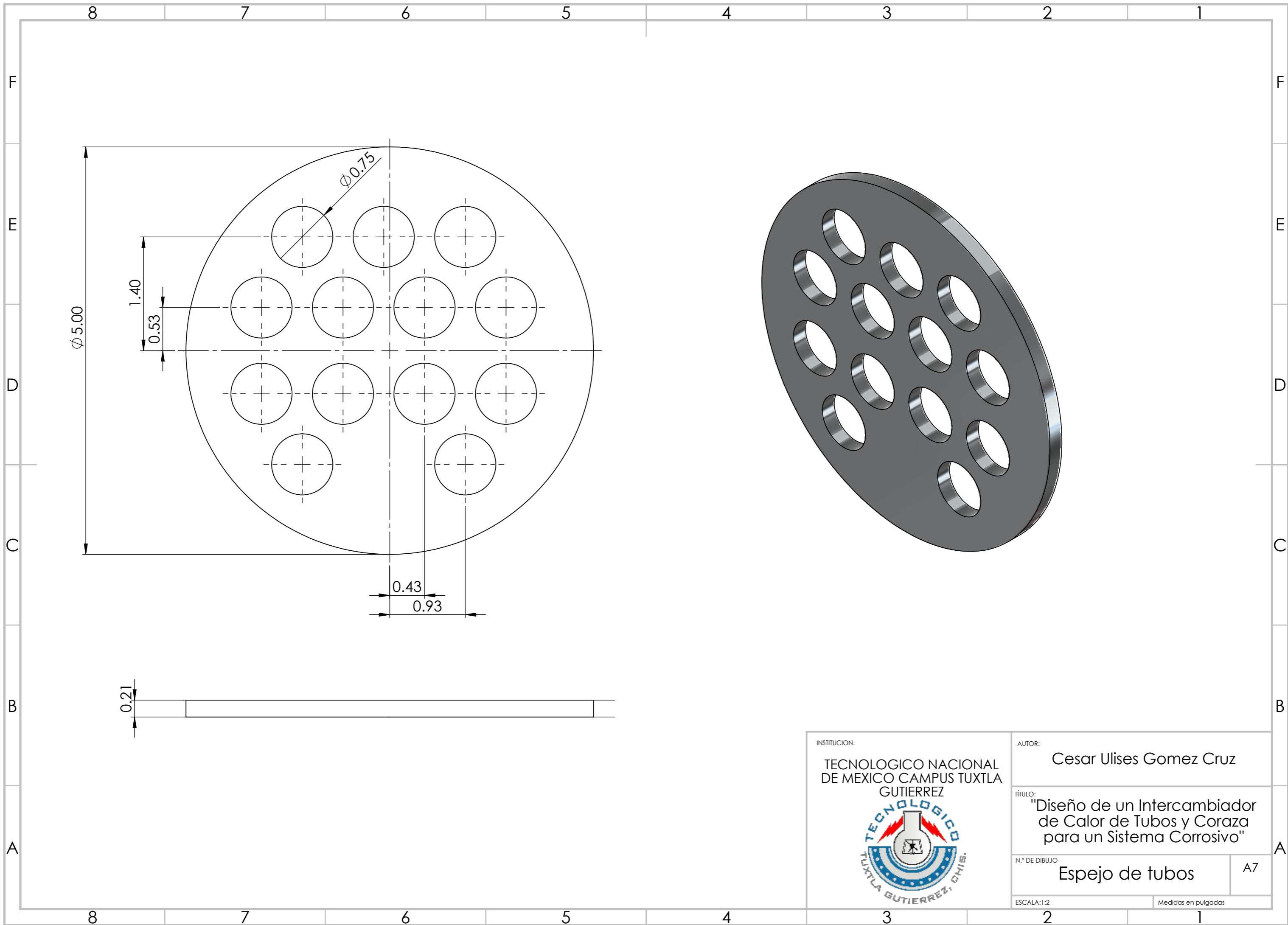
INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ 	AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
	TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
N.º DE DIBUJO Deflectores	A4	
ESCALA:1:1	Medidas en pulgadas	




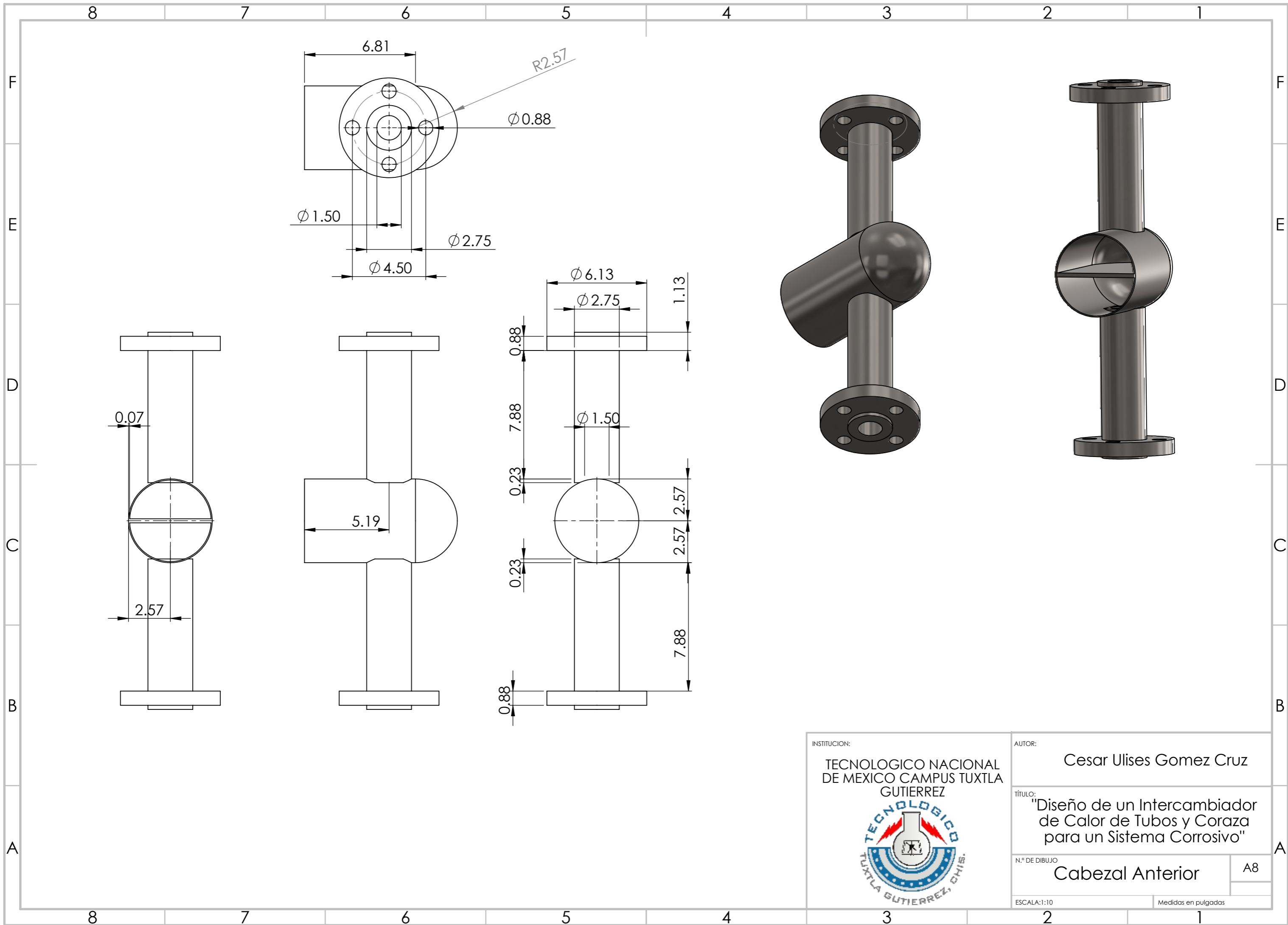
INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ		AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz			
				TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
				N.º DE DIBUJO Boquilla en el lado del cabezal	A5
ESCALA: 1:5		Medidas en pulgadas			




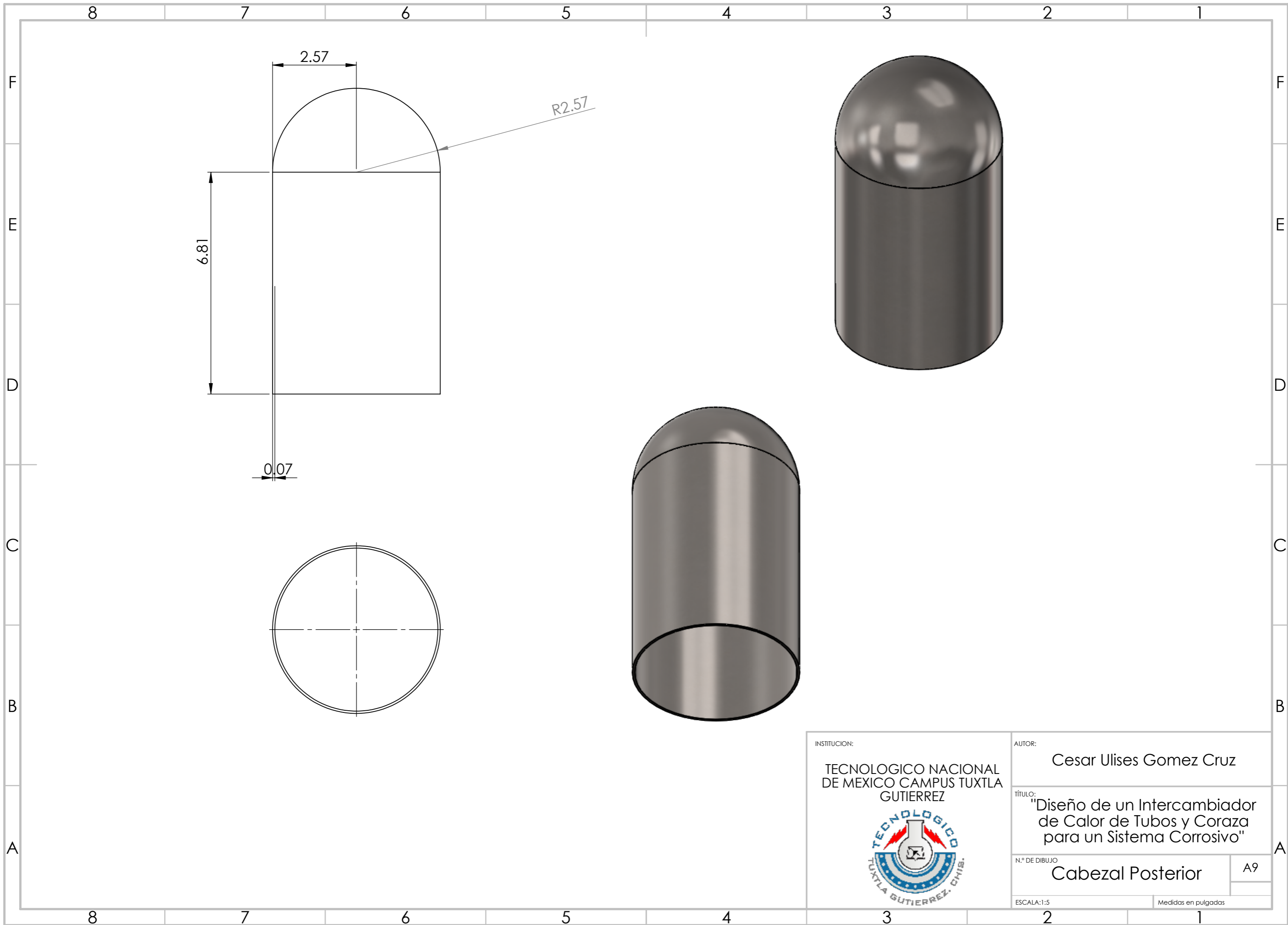
INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ 	AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
	TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
N.º DE DIBUJO Boquilla en el lado de la coraza	A6	
ESCALA: 1:5	Medidas en pulgadas	



INSTITUCION: TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ		AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
		TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
		N.º DE DIBUJO Espejo de tubos	A7
ESCALA: 1:2		Medidas en pulgadas	



INSTITUCION: TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ		AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
		TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
		N.º DE DIBUJO: Cabezal Anterior	A8
ESCALA: 1:10		Medidas en pulgadas	



INSTITUCION:

TECNOLOGICO NACIONAL
DE MEXICO CAMPUS TUXTLA
GUTIERREZ



AUTOR:

Cesar Ulises Gomez Cruz

TÍTULO:

"Diseño de un Intercambiador
de Calor de Tubos y Coraza
para un Sistema Corrosivo"

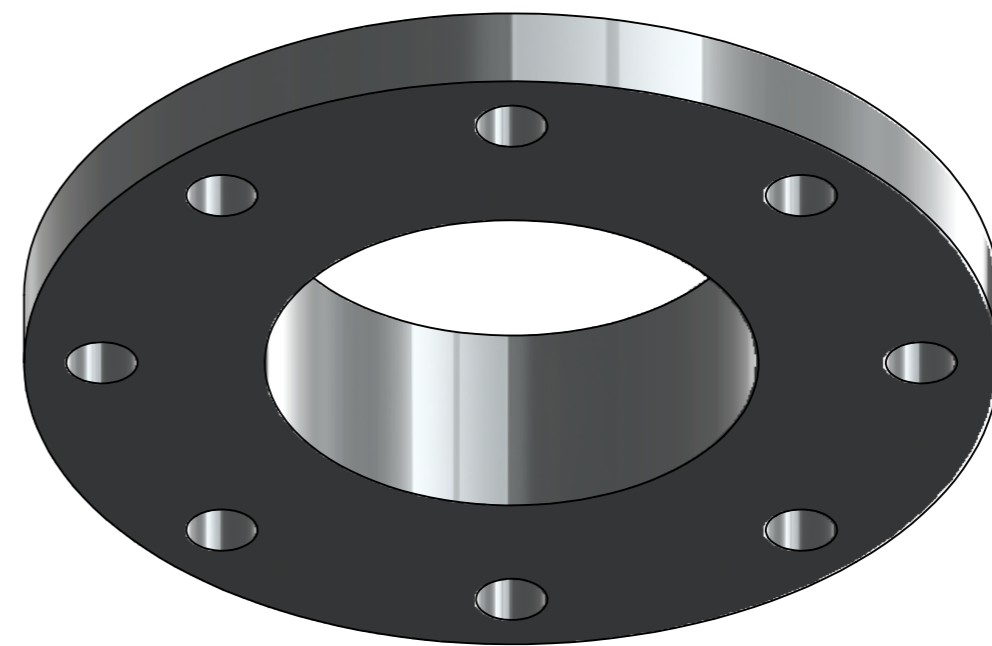
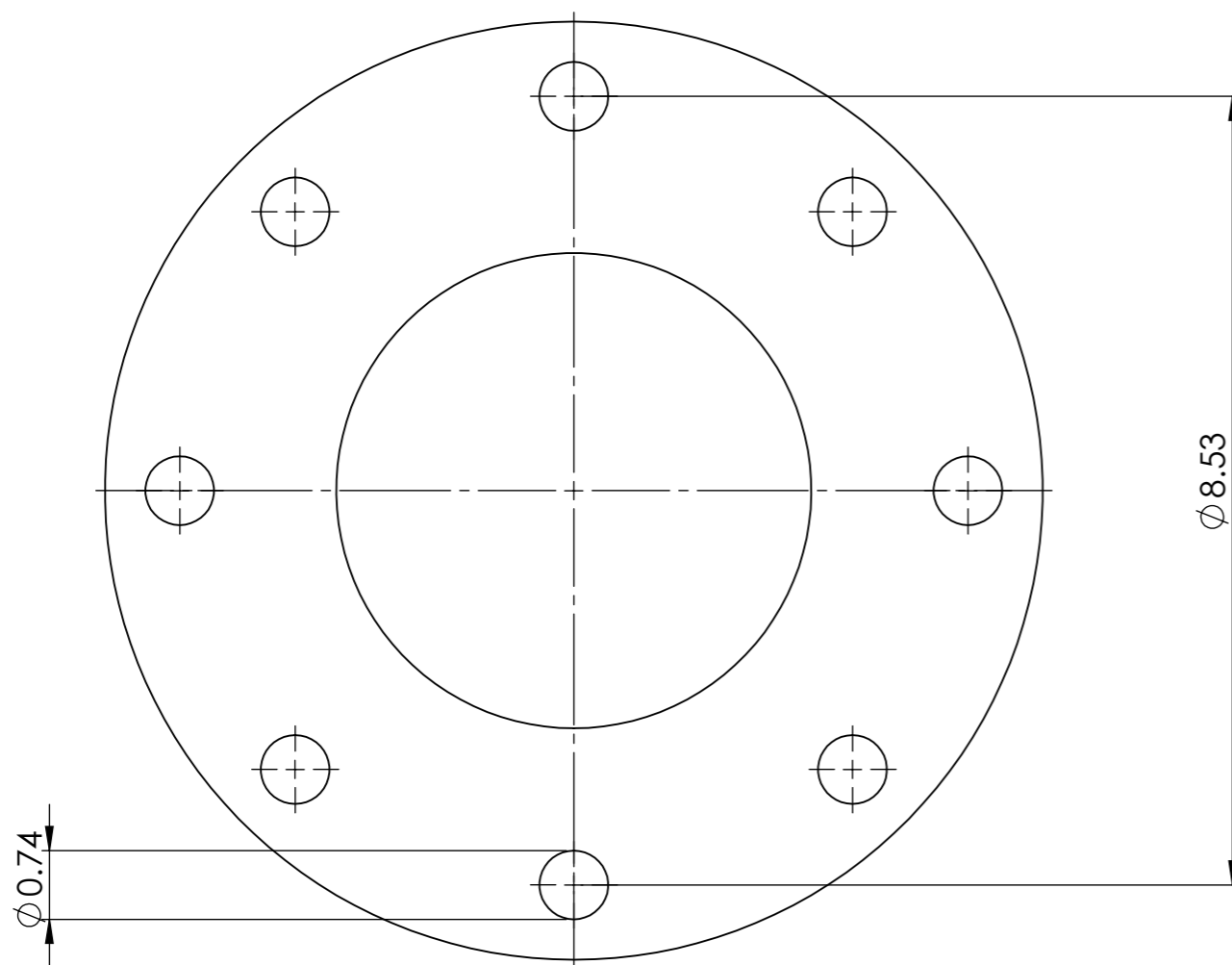
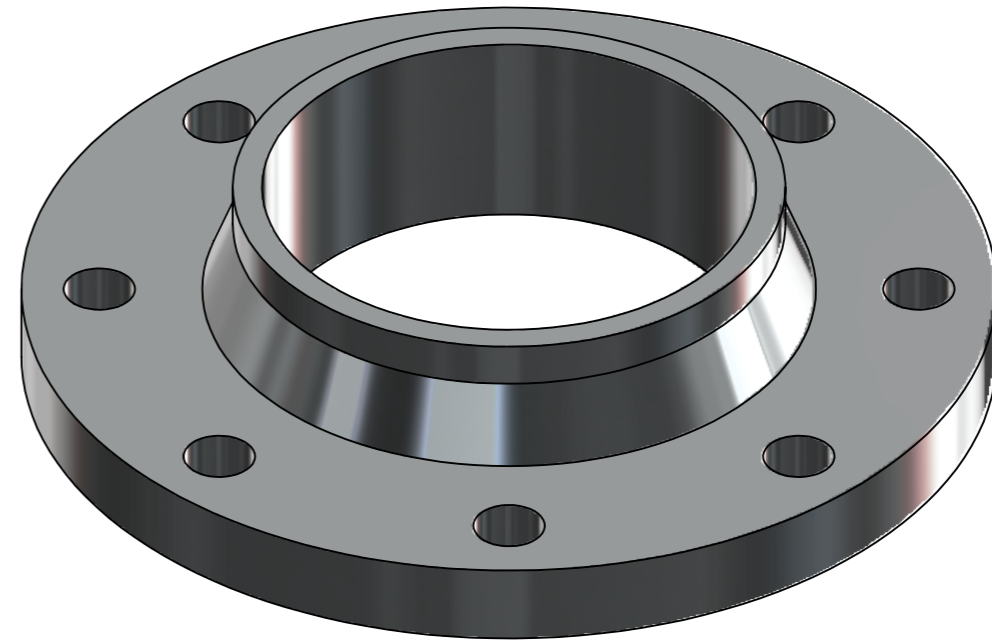
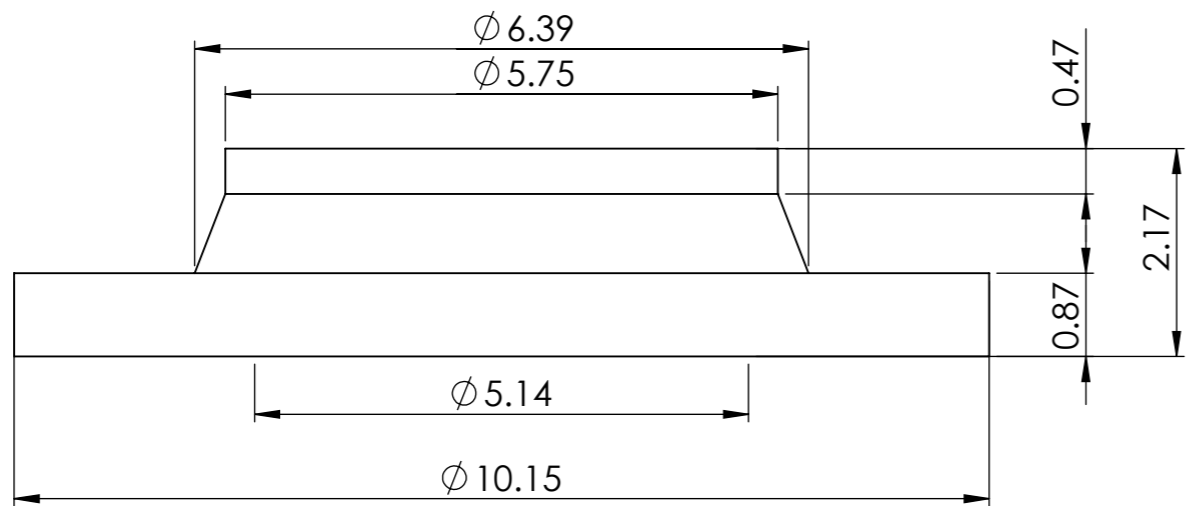
N.º DE DIBUJO


Cabezal Posterior

A9

ESCALA:1:5

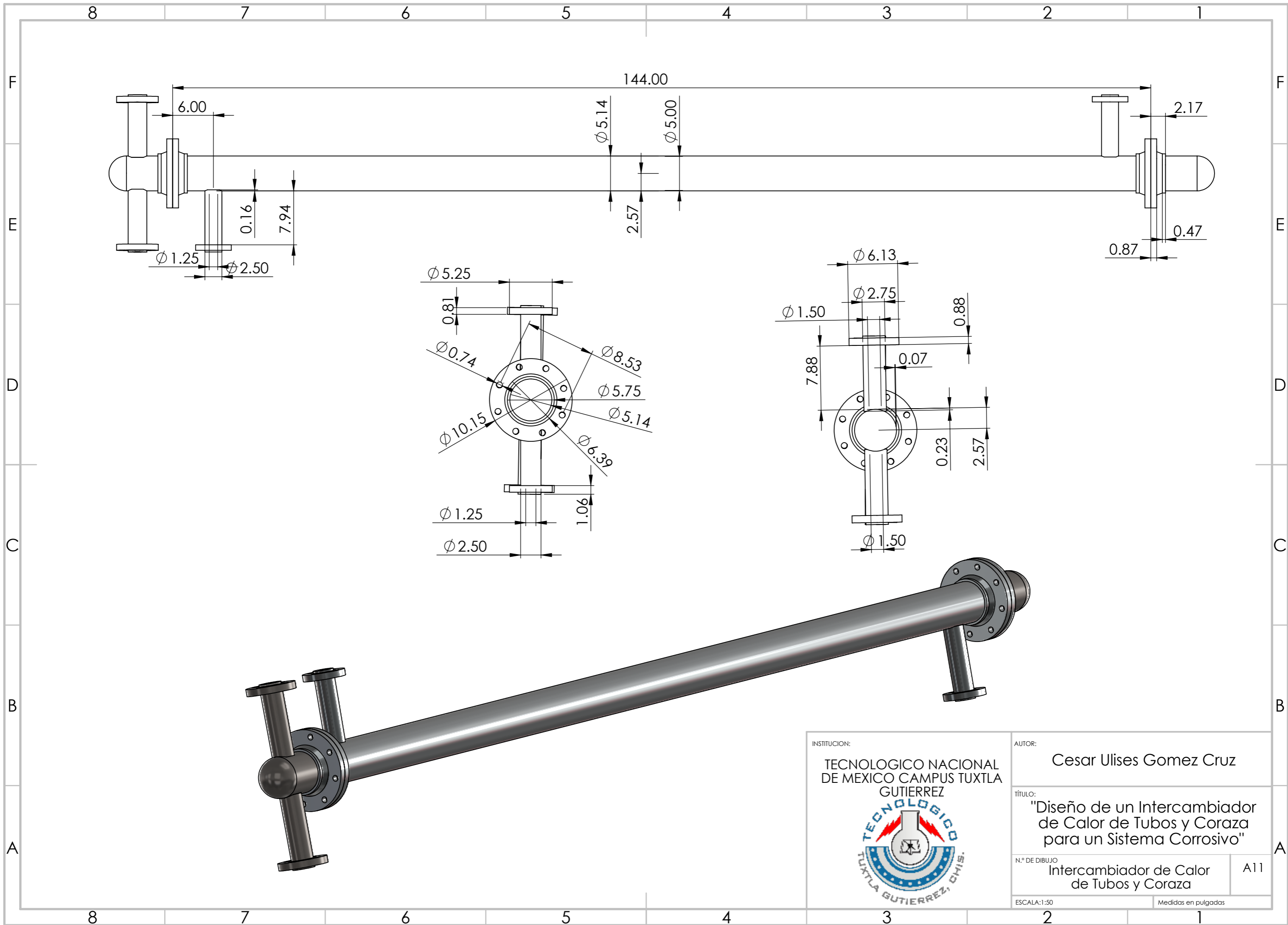
Medidas en pulgadas




INSTITUCION: TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ  TUXTLA GUTIERREZ, OHSIS.	AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
	TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
N.º DE DIBUJO A10	ESCALA: 1:5 Medidas en pulgadas	

Bridas

A10



INSTITUCION: TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO CAMPUS TUXTLA GUTIERREZ		AUTOR: Cesar Ulises Gomez Cruz	
		TÍTULO: "Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza para un Sistema Corrosivo"	
		N.º DE DIBUJO Intercambiador de Calor de Tubos y Coraza	A11
ESCALA: 1:50		Medidas en pulgadas	