



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Instituto de Ciencias Químicas y Ambientales

“DISEÑO INTEGRAL A ESCALA PILOTO, DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE DOBLE EFECTO DE TUBOS VERTICALES CORTOS, PARA EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DEL INSTITUTO DE CIENCIAS QUÍMICAS Y AMBIENTALES”

PROYECTO DE GRADUACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO QUÍMICO

Presentado por:

ANDRÉS ANTONIO VODOPIVEC KURI

GUAYAQUIL-ECUADOR

AÑO

2011

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a Dios y mi familia, cuyo apoyo y guía han permitido que culmine ésta etapa de mi vida con éxito.

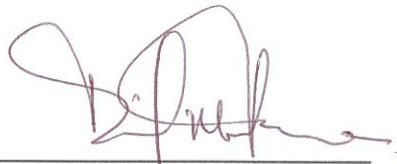
A mi director de tesis, Ing. Carlos Balladares, y a todos mis compañeros de trabajo en el Ingenio San Carlos que han contribuido con conocimiento y experiencia para la ejecución de este proyecto.

A todos los profesores y personas que conforman el ICQA, por el conocimiento y amistad que me han brindado durante estos años.

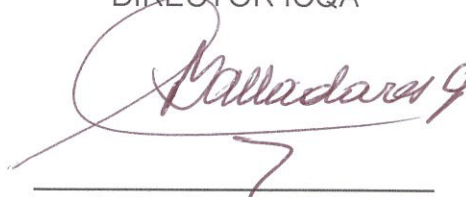
DEDICATORIA

Dedico esta tesis a Dios, mi familia y amigos, ya que sin su apoyo y fe en mí, nada de esto hubiera sido posible.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ph.D David Matamoros
DIRECTOR ICQA



Ing. Carlos Balladares Grazzo
DIRECTOR DE TESIS




Ing. Raúl Paz
VOCAL PRINCIPAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Proyecto de Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Andrés Antonio Vodopivec Kuri

RESUMEN

La evaporación consiste en la separación de una sustancia líquida contenida en una solución sólido-líquido. Es una operación unitaria multidisciplinaria que involucra varios equipos como: intercambiadores de calor, bombas de proceso y sistemas de vacío.

Dado a su importancia y utilidad en la industria, el presente proyecto de graduación tuvo como fin llevar a cabo el dimensionamiento y diseño de una unidad de didáctica de evaporación a escala piloto para el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la carrera de Ingeniería Química en la ESPOL.

Para determinar su capacidad nominal de procesamiento fue necesario llevar a cabo un análisis del espacio físico y disponibilidad de recursos in situ para su operación, con lo cual, bajo dichos parámetros se realizó el diseño térmico, mecánico e hidráulico.

Dado a que la unidad de evaporación debe ser didáctica y versátil, se escogieron para su diseño tres sustancias de trabajo: azúcar, hidróxido de sodio y cloruro de sodio, las cuales están entre las más comunes en la industria. Al igual que la posibilidad de trabajar con alimentación paralela y en contracorriente, y como efecto simple.

Finalmente, con todo lo mencionado, se concibió una unidad de evaporación que dispone de:

- ✓ Un enfriador de producto
- ✓ Un enfriador de condensado
- ✓ Un condensador de vacío
- ✓ Dos bombas de proceso
- ✓ Una bomba de vacío
- ✓ Tanques: Solución inicial, solución final, condensado y de vacío.

Con las siguientes características generales:

- ✓ Capacidad de evaporación nominal de 300 kg/h.
- ✓ Consumo de vapor: 165 kg/h, Consumo de agua de enfriamiento: 9 m³/h.

- ✓ Modelo seleccionado: tipo tubos verticales cortos, doble efecto.
- ✓ Material ASTM A240 grado 304 para todos los recipientes a presión e intercambiadores.
- ✓ Material ASTM A53 para tuberías de interconexión y servicios generales.
- ✓ Material ASTM A105 para accesorios de tuberías.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE	
GENERAL.....	V
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGÍA.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
INTRODUCCION.....	XVII

CAPITULO 1

1. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	1
1.1 Aplicación e Importancia de la Evaporación.....	2
1.2 Objetivos del Proyecto	2
1.2.1. Objetivo General	2
1.2.2. Objetivos Específicos.....	3

CAPITULO 2

2. TIPOS Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS UNIDADES DE EVAPORACIÓN 4

2.1 Introducción 4

2.2 Tipos de Evaporadores, Usos y Aplicaciones 5

2.3. Equipos Complementarios 9

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA UNIDAD DE EVAPORACIÓN 10

3.1 Criterios empleados para establecer el tipo y tamaño del equipo..... 10

3.1.1 Ubicación 10

3.1.2 Demanda de Vapor y Agua de Enfriamiento 12

3.1.2.1 Caldero 13

3.1.2.2 Torre de Enfriamiento 14

3.1.3 Características Didácticas..... 15

3.1.3.1 Selección del Tipo de Evaporador..... 15

3.1.3.2 Selección del Número de Efectos 16

3.1.4 Selección de las Sustancias de Trabajo y sus Propiedades Físicas en Solución..... 17

3.1.4.1 Agua pura 17

3.1.4.2 Solución Azucarada 20

3.1.4.3 Solución Soda Caustica 24

- 3.1.4.4 Solución Salina 26
- 3.2 Ingeniería del Diseño 28
 - 3.2.1 Balances de Materia y Energía para las Soluciones Seleccionadas 29
 - 3.2.2. Cálculo del Área de Transferencia de Calor Requerida..... 36
 - 3.2.3. Diseño de la Calandria..... 46
 - 3.2.4. Dimensionamiento de la Cámara de Evaporación..... 49
 - 3.2.5. Consideraciones para la Selección del Separador de Arrastre y sus Dimensiones 51
 - 3.2.6. Dimensionamiento de las Tuberías de Proceso y Suministro. 60
 - 3.2.6.1. Vapor 60
 - 3.2.6.2. Condensado..... 63
 - 3.2.6.3. Solución 64
 - 3.2.6.4. Gases Incondensables..... 65
 - 3.2.6.5. Agua para enfriamiento 68
 - 3.2.7. Cálculo del Enfriador de Producto..... 69
 - 3.2.8. Dimensiones de tanques..... 85
 - 3.2.9. Sistema de Vacío..... 87
 - 3.2.9.1. Dimensionamiento del condensador 87
 - 3.2.9.2. Dimensionamiento del enfriador de condensado..... 100
 - 3.2.9.3. Dimensiones del tanque de vacío. 104
 - 3.2.9.4. Cálculo de la Bomba de Vacío. 105
 - 3.2.10. Cálculo de Bombas de Proceso 113

3.2.10.1. Bomba No. 1.	117
3.2.10.2. Bomba No. 2.	120
3.2.11. Análisis de Factibilidad del Sistema de Enfriamiento Actual en el LOPU.....	122
3.2.11.1. Torre de Enfriamiento.....	123
3.2.11.2. Bomba de Recirculación	123
3.3 Accesorios e Instrumentos de Control.....	126

CAPITULO 4

4. SELECCIÓN DE EQUIPOS Y MATERIALES A EMPLEARSE	127
4.1 Unidad de Evaporación.....	137
4.2 Tuberías y Accesorios	140
4.3 Bombas de Proceso y de Recirculación.....	142
4.4 Recipientes	142
4.4.1 Tanques de Almacenamiento.....	142
4.4.2 Tanques de Proceso	143
4.5 Intercambiadores de Calor.....	143
4.5.1 Intercambiadores Doble Tubo	143
4.5.2 Condensador de Vacío	144

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 149

5.1. Conclusiones 149

5.2. Recomendaciones 150

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

A	Área
AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
BTU	British Thermal Units
D	Diámetro
EPE	Elevación del punto de ebullición
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
GPM	Galones por minuto
hp	Horse power
ICQA	Instituto de Ciencias Químicas y Ambientales
IPS	Iron Pipe Size
L	Longitud
LOPU	Laboratorio de Operaciones Unitarias
MLDT	Diferencia logarítmica media de temperatura
NPS	Nominal pipe size
NPT	Nominal pipe threaded
Psi	Pound square inch
RPM	Revoluciones por minuto
SCH	Cédula

SIMBOLOGÍA

NaOH	Hidróxido de sodio
Cp	Calor específico
ρ	Densidad
μ	Viscosidad
k	Conductividad térmica
K	Kelvin
ml	Mililitros
mm	Milímetros
g	Gramos
cm	Centímetros
Hg	Mercurio
Kcal	Kilocalorías
m	Metro
h	Hora
Lbm	Libra masa
ft	pies
NaCl	Cloruro de sodio
°C	Grados centígrados
°F	Grados Farenheit
Kg	Kilogramos
s	Segundos
"	Pulgadas
Δ	Delta
U_D	Coeficiente global de transferencia de calor de diseño
U_c	Coeficiente global de transferencia de calor de tubo limpio
W	Watts
V	Voltios

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Evaporador de tubos horizontales.....	6
Figura 3.1	Fotografía satelital de la ESPOL campus Gustavo Galindo.....	11
Figura 3.2	Diagrama de flujo básico para configuración en paralelo.....	33
Figura 3.3	Diagrama de flujo básico para configuración en contracorriente.....	35
Figura 3.4	Gráfica de área de transferencia de calor versus coeficiente de transferencia de calor.....	43
Figura 3.5	Separador de arrastre tipo contraflujo con sombrero...	52
Figura 3.6	Separador de arrastre tipo centrífugo.....	53
Figura 3.7	Separador de arrastre tipo placas chevron.....	55
Figura 3.8	Nivel de referencia para bomba no. 1.....	117
Figura 3.9	Nivel de referencia para bomba no. 2.....	120
Figura 3.10	Diagrama de flujo torre de enfriamiento – evaporador piloto.....	122
Figura 4.1	Gráfica para factor “A” en recipientes sometidos a presión externa.....	133

Figura 4.2	Gráfica para factor “B” en recipientes sometidos a presión externa.....	134
Figura 4.3	Sección cónica.....	134
Figura 4.4	Diseño de una estación reductora para vapor.....	141

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I	Dimensiones del espacio físico en el Laboratorio de Operaciones Unitarias.....	12
Tabla II	Datos técnicos del caldero.....	13
Tabla III	Datos técnicos de la torre de enfriamiento.....	14
Tabla IV	Concentraciones iniciales y finales de las sustancias de Trabajo.....	30
Tabla V	Ecuaciones de balance de materia del sistema con alimentación en paralelo.....	34
Tabla VI	Ecuaciones de balance de materia y energía por efecto con alimentación en paralelo.....	34
Tabla VII	Ecuaciones de balance de materia del sistema con alimentación en contracorriente.....	35
Tabla VIII	Ecuaciones de balance de materia y energía por efecto con alimentación en contracorriente.....	36
Tabla IX	Ecuaciones para confirmación de vapores desprendidos en cada efecto.....	39
Tabla X	Vapores obtenidos en cada efecto correspondiente al sólido en solución.....	41
Tabla XI	Calor transferido en cada efecto en configuración paralelo y contracorriente.....	41

Tabla XII	Valores calculados de áreas y coeficientes de transferencia de calor.....	44
Tabla XIII	Ecuaciones para dimensiones del separador de arrastre.....	58
Tabla XIV	Dimensiones del separador de arrastre de acuerdo a la solución de trabajo.....	58
Tabla XV	Dimensiones escogidas en el separador de arrastre.....	59
Tabla XVI	Velocidades recomendadas para vapor (m/s).....	60
Tabla XVII	Velocidades en tuberías para vapor en el evaporador doble efecto (m/s).....	61
Tabla XVIII	Diámetros nominales de tuberías para vapor en el evaporador doble efecto.....	62
Tabla XIX	Diámetros nominales de tuberías para vapor previo al ingreso en los efectos.....	63
Tabla XX	Velocidades recomendadas para soluciones en evaporadores múltiple efecto.....	64
Tabla XXI	Diámetros de tuberías para extracción de gases incondensables de un cuádruple efecto de 1.000 m ² de área de transferencia.....	67
Tabla XXII	Flujos y temperaturas de solución final a enfriar de acuerdo al sólido de trabajo.....	70
Tabla XXIII	Resultados del enfriador de producto con los sólidos de trabajo.....	81
Tabla XXIV	Caída de presión en enfriador de producto y su consumo de agua de acuerdo al sólido en solución.....	84
Tabla XXV	Flujo de vapor a condensar de acuerdo a la solución.....	89
Tabla XXVI	Resultados del condensador para cada solución.....	96
Tabla XXVII	Caída de presión en condensador y su consumo de agua de acuerdo al sólido en solución.....	99

Tabla XXVIII	Resultado térmico del enfriador de condensado con las soluciones de trabajo.....	102
Tabla XXIX	Caída de presión en enfriador de condensado y su consumo de agua de acuerdo al sólido en solución.....	103
Tabla XXX	Ingreso de aire por fugas en recipientes que operan con vacío.....	109
Tabla XXXI	NPSH disponible en el sistema y potencia requerida para la bomba no. 1.....	119
Tabla XXXII	Requerimientos a cumplir para la bomba no. 1.....	120
Tabla XXXIII	NPSH disponible en el sistema y potencia requerida para la bomba no. 2.....	121
Tabla XXXIV	Requerimientos a cumplir para la bomba no. 2.....	122
Tabla XXXV	Resumen de flujos y caídas de presión en intercambiadores de calor.....	124
Tabla XXXVI	Requerimientos a cumplir para la bomba de recirculación.....	125
Tabla XXXVII	Accesorios e instrumentos de control requeridos para la operación y estudio del equipo.....	126
Tabla XXXVIII	Dimensiones de bridas para el evaporador.....	139
Tabla XXXIX	Espesores mínimos requeridos para corazas en intercambiadores de calor tubo y coraza.....	146
Tabla XL	Dimensiones de bridas para el condensador de vacío.....	148

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, el ICQA además de sus funciones de Servicio a la Comunidad, clasificado así por el sistema de Gestión de Calidad ISO 9001:2000 de la ESPOL, es también una de las Unidades Académicas que imparten las Cátedras de las Ciencias Químicas y del Medio Ambiente, que emprendieron la formación de la Carrera de “Ingeniería Química”, la cual se desarrolla a pasos acelerados, que hacen ya necesaria la inclusión de nuevos Equipos en el Laboratorio de Operaciones Unitarias que permitan continuar con una formación eficaz de futuros ingenieros que cumpla las necesidades del sector industrial con sus conocimientos y experiencia.

Las Operaciones Unitarias son diversos procesos que se llevan a cabo en la industria cuyo fin es modificar físicamente las propiedades de una materia prima para transformarla en el producto final. Esto se logra mediante equipos a gran escala que buscan la máxima conversión utilizando la menor cantidad de recursos, siendo muy eficientes y con ello económicos de operar.

La Operación Unitaria de Evaporación, consiste en la separación de una sustancia líquida (generalmente agua) contenida en una disolución sólido-líquido mediante su ebullición, con la finalidad de obtener dicha solución más concentrada, siendo éste el producto de interés y de valor comercial generalmente.

Como comentario adicional, dado a que la tesis se sustenta en diversa bibliografía se hará referencia a diversas ecuaciones estipuladas con diferentes unidades. Sin embargo, los resultados se presentan en el sistema internacional de medidas.

CAPITULO 1

1. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

El Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOPU), debe ser el lugar donde se desarrollen las Operaciones Unitarias de manera práctica y visual a escala Piloto, transformándolo así en la columna vertebral de la Carrera de Ingeniería Química, ya que es ahí donde el alumno se familiariza con dichos equipos, los opera y principalmente analiza su comportamiento. El LOPU cuenta actualmente con cinco equipos: una Unidad de pérdidas de presión, una Unidad de transferencia de calor de tubo y coraza, una torre de enfriamiento de tiro forzado, una columna de destilación y un caldero; a esto se suman todos los esfuerzos que ESPOL mantiene para el equipamiento completo de este laboratorio, buscando añadir cada vez más equipos para la práctica de las operaciones unitarias faltantes, entre las más comunes la Evaporación.

1.1 Aplicación e Importancia de la Evaporación.

Entre los ejemplos típicos de aplicación del proceso de evaporación están: la concentración de soluciones azucaradas, sal de mesa, glicerina, hidróxido de sodio, gomas, leche, pulpas de frutas, balanceados, harinas, café, un sin número de compuestos químicos y productos alimenticios; tratamiento de aguas residuales y lodos industriales, tratamiento de aguas para calderas, obtención de agua potable a partir del agua salada, es decir, su aplicación es basta en diversas áreas de la industria, convirtiéndola en una Operación Unitaria de gran aplicación, lo cual hace pertinente su conocimiento y dominio.

1.2 Objetivos del Proyecto

1.2.1. Objetivo General

Diseñar a escala Piloto una Unidad Didáctica Integral de Evaporación de doble efecto de tubos verticales cortos para el Laboratorio de Operaciones Unitarias del Instituto de Ciencias Químicas y Ambientales de la ESPOL.

1.2.2. Objetivos Específicos

- a)** Establecer la metodología para el dimensionamiento de un evaporador doble efecto e intercambiadores de calor mediante la aplicación de balances de materia y energía.
- b)** Fijar un procedimiento para diseñar la hidráulica de un sistema de evaporación, así como equipos de bombeo y generación de vacío.
- c)** Llevar a cabo el diseño mecánico de los equipos que constituyen la unidad de evaporación y realizar una selección de los materiales basado en normas internacionales de manufactura.

CAPITULO 2

2. TIPOS Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS UNIDADES DE EVAPORACIÓN

2.1 Introducción

Un evaporador es un equipo en el que mediante intercambio de calor, se aporta a una sustancia calor sensible, en caso de requerirse, y calor latente con el fin de provocar una ebullición del alimento líquido. La cual puede llevarse a cabo de manera intermitente o continua.

La evaporación se puede dar por circulación natural o circulación forzada. La diferencia entre ambas, es que en la circulación forzada existe un elemento de agitación mecánica, el cual es generalmente utilizado para: el manejo de fluidos de alta viscosidad; altamente

incrustantes y materiales en suspensión; y, sustancias sensibles al calor, siendo necesario mantener un mínimo contacto con la superficie de calefacción.

Los evaporadores generalmente se clasifican de acuerdo al tipo de superficie de calefacción:

- a) Superficie de calefacción tubular.
- b) Transferencia de calor mediante serpentines, doble camisa y placas.
- c) Contacto directo entre el fluido calefactor (generalmente vapor de agua) y el líquido a evaporar.
- d) Evaporación por radiación solar.

2.2 Tipos de Evaporadores, Usos y Aplicaciones

Los tipos de evaporadores más utilizados en los procesos industriales son:

a) Evaporador tubos horizontales

Fueron los primeros tipos de evaporadores en recibir un reconocimiento general en la industria. Actualmente se encuentran muy pocos operando dado a baja aplicabilidad.

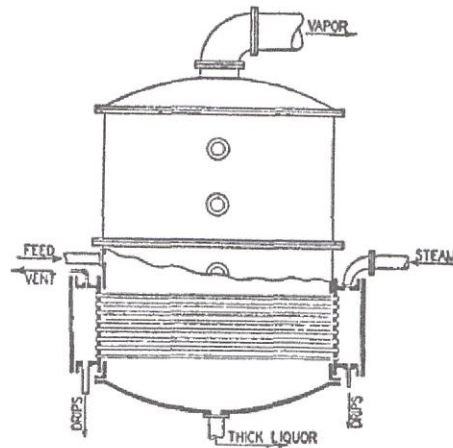


FIGURA 2.1 EVAPORADOR DE TUBOS HORIZONTALES

*Fuente: Milton P.E., Handbook of Evaporation Technology,
William Andrew Publishing, 1986.*

b) Evaporador vertical de tubos cortos

A pesar de no ser el primer tipo de evaporador, fue el primero en tener mucha popularidad. También conocidos como evaporadores tipo Robert, en honor a su diseñador, fueron introducidos por primera vez en la industria en 1850, y es el más comúnmente utilizado dado a su versatilidad y fácil manejo en operación.

En la calandria se alojan tubos, usualmente con diámetros de 38 mm a 51 mm y longitudes de 1.5 metros a 3 metros, para la transferencia de calor. Disponen de uno o más tubos de descarga, o colectores, para el líquido concentrado a ser extraído del equipo.

Sin embargo, con la finalidad de mejorar la circulación, la transferencia de calor y facilitar la salida del líquido se utiliza un tubo colector grande ubicado en el centro, llamado tubo central [10].

c) Evaporador tubos largos de película ascendente

Más conocidos como tipo Kestner, poseen tubos cuya longitud oscilan entre los 6 y 7 metros de longitud vertical, teniendo así una mayor área de transferencia en espacios considerablemente más pequeños en comparación con los evaporadores tipo Robert.

Una de las grandes ventajas sobre los evaporadores tipo Robert es que disponen de una mayor tasa de evaporación y un tiempo de residencia menor, lo cual ayuda a conservar componentes sensibles al calor, como ejemplo: proteínas en la leche y la sacarosa en el jugo de la caña [10].

d) Evaporador tubular de película descendente

Al igual que los evaporadores tipo Kestner, son muy compactos y poseen dimensiones muy similares. La diferencia es que el líquido

ingresa por la parte superior y es distribuido en forma de película por cada tubo.

La desventaja que existe es que son muy sensibles a cualquier falta en la dosificación del alimento, con lo cual, así sea por un periodo de tiempo muy corto, genera grandes problemas de incrustación, siendo necesario disponer de agua para poder suplir en cualquier momento de escases [10].

e) Evaporador de placas de película ascendente

Este tipo de evaporador es muy similar a un calentador de placas, con lo cual, se tiene la misma facilidad de incorporar más placas en caso de requerirse una mayor área de transferencia.

La evaporación se va dando entre las placas, del lado del líquido, donde se va formando una mezcla líquido - vapor, la cual es dirigida hacia un tanque de expansión para separar ambas fases.

La desventaja de éste modelo es que al igual que los evaporadores de película descendente, se incrustan fácilmente ante alguna

escases del alimento, con lo cual es necesario que dispongan de un sistema de recirculación o agua [10].

f) Evaporador de placas de película descendente

Es el último diseño de evaporadores y su funcionamiento es una combinación de un intercambiador de placas y un evaporador de película descendente, es decir, están conformados por varias placas y el líquido desciende formando una película [10].

2.3. Equipos Complementarios

Una unidad de evaporación está constituido por:

- ✓ Intercambiadores de calor
- ✓ Tanques de proceso
- ✓ Tanques de almacenamiento
- ✓ Bombas de proceso y suministro
- ✓ Sistema de vacío

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA UNIDAD DE EVAPORACIÓN

3.1 Criterios empleados para establecer el tipo y tamaño del equipo

Para establecer el tipo y tamaño de un equipo didáctico de operaciones unitarias es necesario determinar algunos parámetros básicos: espacio físico disponible, sustancias de trabajo, volúmenes a manejar, variables de proceso, versatilidad del equipo, entre otros.

3.1.1 Ubicación

El equipo piloto de evaporación estará instalado en el Laboratorio de Operaciones Unitarias del Instituto de Ciencias Químicas y Ambientales (ICQA), Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), ubicada en: km. 30.5, Vía Perimetral, Campus "Gustavo Galindo" (ver Figura 3.1).



FIGURA 3.1 FOTOGRAFÍA SATELITAL DE LA ESPOL CAMPUS GUSTAVO GALINDO

Fuente: Google Earth (2011)

El espacio disponible para los equipos en el LOPU tiene las siguientes dimensiones:

TABLA I

Largo	24.6 metros
Ancho	8.33 metros

DIMENSIONES DEL ESPACIO FÍSICO LAB. OPERACIONES UNITARIAS

Del cual se deberá seleccionar la ubicación más idónea para el evaporador piloto.

3.1.2 Demanda de Vapor y Agua de Enfriamiento

Un sistema de evaporación necesita de vapor de agua y agua de enfriamiento. Por ello es importante analizar la disponibilidad de estas dos variables in situ.

Actualmente el LOPU cuenta con una caldera y una torre de enfriamiento que proporcionan dichos suministros a los equipos ya instalados y los futuros por venir.

3.1.2.1 Caldero

TABLA II

CALDERO PIROTUBULAR TIPO VERTICAL AUTOMATICO A DIESEL DE 15 HP, CONSTRUIDO BAJO NORMAS ASME:

Producción de vapor desde y hasta 100 °C de 235 Kg/h

Presión máxima de trabajo: 1000 kPa

Superficie de transferencia de calor: 5.6 metros²

Consumo máximo de diesel 2: 4.5 gal/h

Eficiencia térmica: 85%

Características estructurales:

Casco cilíndrico, flue y placas de planchas calidad ASTM 285°C

Acoples roscados para diferentes conexiones

Tuberías y accesorios de Fo. No. SCH 40 de 25mm. para el árbol de presión

Registros de mano de 80x100mm. con su respectiva empaquetadura de mano

Aislante del tipo CASTABLE, para el hogar de la caldera y el fondo del casco

Soporte de acero estructural tipo patín

DATOS TÉCNICOS DEL CALDERO

3.1.2.2 Torre de Enfriamiento

TABLA III

TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO FORZADO:
Datos de diseño:
Capacidad de enfriamiento: 30 toneladas de refrigeración.
Ventilador: axial de 800 mm diámetro, motor trifásico 3 hp, 220 V.
Tubería de alimentación agua: 50mm. diámetro nominal, hierro galvanizado, ced. 40.
Tubería de descarga de agua: 50mm. diámetro nominal, hierro galvanizado, ced. 40.
Tubería de agua de compensación: 15mm. diámetro nominal, hierro galvanizado, ced. 40.
Bomba de recirculación:
Potencia: 2 hp
Caudal máximo: 13.6 m ³ /h
Presión máxima de descarga: 310 kPa
Motor eléctrico: 1800 RPM, monofásico
Características estructurales:
Material de carcasa: Hierro galvanizado.
Tipo y material de empaques: Neopreno.

DATOS TÉCNICOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Para el dimensionamiento del evaporador piloto, es importante considerar que éste no será el único en operación, por lo tanto, deberá diseñarse para un consumo porcentual de vapor de agua y capacidad de enfriamiento de la Torre, de tal forma que permita a los estudiantes llevar a cabo prácticas simultáneamente en otros equipos.

3.1.3 Características Didácticas

Dado que el equipo, como ya se ha mencionado, debe tener características didácticas, es necesario que su geometría y funcionamiento sea una réplica de los sistemas de evaporación que se encuentran trabajando a escala industrial y pueda ilustrar todas sus variantes y variables de trabajo. Para ello, el equipo debe ser versátil en su operación y podrá trabajar:

- Como efecto simple y efecto múltiple.
- Con alimentación en paralelo y en contracorriente.

3.1.3.1 Selección del Tipo de Evaporador

Analizando en el apartado 2.2 los diferentes tipos de evaporadores existentes en la industria, vemos que el más apropiado para cumplir con los propósitos del proyecto de Tesis, es el Evaporador tipo Robert, por su sencillez y gran aplicación industrial.

3.1.3.2 Selección del Número de Efectos

En la industria para determinar el número de efectos se considera la disponibilidad de vapor versus los costos de construcción, instalación y mantenimiento.

A través de balances de materia y energía se demuestra que existe un ahorro de vapor a medida que aumenta el número de efectos. Sin embargo, a partir del séptimo efecto, el balance se torna anti-económico generalmente.

En las industrias donde se encuentran cuádruples, quíntuples y hasta séxtuples efectos es en la producción de azúcar, dado la necesidad de evaporar grandes cantidades de agua al mínimo consumo de vapor. De ahí, el doble efecto es el más comúnmente encontrado.

Para el equipo piloto se ha dimensionado y diseñado un doble efecto, ya que ofrece un balance entre costos y aprendizaje.

3.1.4 Selección de las Sustancias de Trabajo y sus Propiedades Físicas en Solución

Para dimensionar el equipo, es necesario considerar diversas sustancias o soluciones de trabajo. Entre las más comúnmente utilizadas a nivel piloto e industrial son: soluciones azucaradas, salinas y con Hidróxido de Sodio (Soda Cáustica).

A continuación se mostrarán ecuaciones para encontrar los valores de sus propiedades físicas y variables de interés en función de las variables dependientes del proceso de evaporación.

3.1.4.1 Agua pura

Siendo el agua, el componente constitutivo de las soluciones escogidas para el dimensionamiento del equipo piloto, es necesario definir las ecuaciones empíricas, gráficos y tablas utilizados para conocer sus propiedades más relevantes, que son:

➤ **Densidad (ρ)**

Para conocer la densidad del agua, como sustancia pura, en función de la temperatura se utiliza la tabla mostrada en el Apéndice A1.

➤ **Calor específico (C_p)**

El calor específico del agua pura se calcula utilizando la siguiente ecuación [1]:

$$C_p = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

$$A = 18,2964$$

$$B = 4,72118\text{E-}1$$

$$C = -1,33878\text{E-}3$$

$$D = 1,31424\text{E-}6$$

Las unidades del calor específico están en $\text{J}/(\text{gmol}\cdot\text{K})$

➤ **Viscosidad (μ)**

La viscosidad del agua, se define en función de la temperatura mediante la siguiente ecuación [2]:

$$\ln \mu = A + \frac{B}{T} + CT + DT^2 \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$A = -24,71$$

$$B = 4209$$

$$C = 0,04527$$

$$D = -3,376\text{E-}5$$

Donde:

μ es la viscosidad en Cp

T es temperatura absoluta (K)

➤ **Conductividad térmica (k)**

Siendo la conductividad térmica una variable dependiente de la temperatura, se define como [2]:

$$k = A + BT + CT^2 \quad \text{Ec. (3.3)}$$

$$A = -3,838\text{E-}1$$

$$B = 5,254\text{E-}3$$

$$C = -6,369\text{E-}6$$

K en W/(m·K) y T en K. Ecuación válida para intervalos de temperatura entre 273K a 623K.

3.1.4.2 Solución Azucarada

➤ Densidad (ρ)

La ecuación para la densidad en función de la temperatura y la concentración azucarada se da por la relación empírica de Lyle y Hall (1970) [3]:

$$\rho = 1000 \left[1 + \frac{C(C+2)}{5,4} \right] \left[1 - \frac{0,036(T-293,2)}{433,2-T} \right] \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

ρ es la densidad (kg/m^3).

C es la concentración de azúcar como fracción en masa.

T es la temperatura de la solución (K).

➤ Calor Específico (C_p)

Para encontrar el calor específico de una solución azucarada se utiliza la siguiente ecuación [3]:

$$C_p = C_{p_{\text{agua}}}(T) \cdot (1 - 0,55C) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

C_p es el calor específico de la solución azucarada.

$C_{p_{\text{agua}}}$ es el calor específico del agua a la temperatura de la solución.

C es la fracción en masa de azúcar.

➤ Viscosidad (μ)

La Ecuación de Arrhenius predice de manera aproximada la viscosidad de fluidos newtonianos, los cuales se caracterizan por mantener su viscosidad constante a lo largo del tiempo. Sin embargo, para tener datos más precisos en referencia a la viscosidad de una solución azucarada se utiliza la ecuación empírica mostrada a continuación [4]:

$$\mu = E_1 \cdot EXP\left(E_2 \frac{(X + E_3)^2}{T + E_4}\right) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$E_1 = 0,1045$$

$$E_2 = 112,2937$$

$$E_3 = 1,1589$$

$$E_4 = -189,8954$$

Donde:

μ es la viscosidad de la solución (cp).

X es la fracción de masa azucarada en la solución.

➤ **Conductividad Térmica (k)**

West y Hull (1933) [5] establecieron una ecuación para calcular la conductividad térmica de una solución azucarada, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$k = k_w (1 - 1E - 5\alpha \cdot p) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

K_w es la conductividad térmica del agua pura.

α es una constante adimensional (556 para azúcar).

p es la concentración porcentual de sacarosa en la solución.

➤ **Elevación del punto de ebullición (EPE)**

La elevación del punto de ebullición de una solución, en la cual hay presencia de un sólido disuelto, dependerá de la concentración y la presión hidrostática añadida por la altura que tenga la columna del líquido a evaporar. Dado a que las dimensiones de los equipos a escala piloto son

pequeñas, la elevación del punto de ebullición por presión hidrostática se considera despreciable.

Para una solución azucarada, la EPE por concentración ha sido un campo bastante explorado, existiendo nomogramas y ecuaciones de diversos autores cuyo fin ha sido lograr una mayor precisión mediante la consideración de diversas variables. Sin embargo, Hugot (1986) presenta una ecuación bastante sencilla para determinar el EPE de una sustancia azucarada pura considerando el grado brix y la presión de trabajo a la que se encuentra. Dicha ecuación es la que se ha seleccionado para los cálculos en el presente documento [6].

$$EPE = 0.025 B \left(\frac{30 + B}{103,6 - B} \right) \left(1 - \frac{0,54 h}{229 - h} \right) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

B es la concentración másica de sacarosa.

h es el vacío al cual está sometido el fluido (cm Hg).

3.1.4.3 Solución Soda Caustica

➤ Densidad (ρ)

La densidad de una solución con soda, siendo dependiente de la temperatura y la concentración, se calcula a través de la siguiente ecuación [4].

$$\rho = 1,11387632772077 - 0,00042495021743 T + 0,50075201988742 X$$

(Ec. 3.9)

Donde:

ρ es la densidad (g/ml).

X fracción en masa de soda cáustica.

T es temperatura absoluta en K.

➤ Calor Específico (C_p)

El calor específico para una solución de hidróxido de sodio se puede determinar a partir de la tabla ubicada en el Apéndice A2.

➤ Viscosidad (μ)

Se pueden tomar los datos de viscosidad en el Apéndice A3.

➤ **Conductividad Térmica**

$$k = 0,26694 + 0,0009 T + 0,1421 X \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

K es la conductividad térmica (kcal/h·m·K) [4]

T es la temperatura absoluta (K)

X es fracción en masa

➤ **Elevación del punto de ebullición**

“Para disoluciones concentradas la elevación del punto de ebullición se obtiene mejor a partir de una regla empírica conocida como regla de Dühring, según la cual la temperatura de ebullición de una determinada disolución es una función lineal de la temperatura de ebullición del agua pura a la misma presión” [7].

El diagrama de Dühring se muestra en el Apéndice A4.

3.1.4.4 Solución Salina

➤ Densidad (ρ)

K. A. Al-Shayji (1998), desarrolló una ecuación para soluciones salinas concentradas entre 0% y 26% en masa, que estuviesen en un rango de temperatura de 40 a 300 °F [8].

$$\rho = 62,707172 + 49,364088 C_B - 0,0013955304 T - 0,032554667 C_B T - 0,46076921E - 4 T^2 + 0,63240299E - 4 C_B T^2 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

ρ es la densidad (lbm/ft³).

C_B es la fracción másica de sal en la solución.

T es la temperatura (°F).

➤ Calor Específico (C_p)

$$C_p = (1 - S_B(0,01131 - 1,146E - 5 T)) C_{p_{H_2O}}(T) \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Donde:

C_p es el calor específico de la solución [8].

S_B es la concentración porcentual de la sal.

T es la temperatura (°F)

$C_{p_{H_2O}}$ es el calor específico a la temperatura en que se encuentra la solución.

➤ **Viscosidad (μ)**

Se pueden tomar los datos de viscosidad en el Apéndice A5.

Dado a que en la viscosidad de solución salina los efectos de la presión son despreciables en comparación con la temperatura, la cual es una variable dominante, se utilizará la viscosidad a presión atmosférica y a la temperatura de trabajo en los diversos escenarios.

➤ **Conductividad Térmica**

Para determinar la conductividad térmica se utiliza la ecuación Ec. 3.7., con la diferencia que α es 248 para la sal.

➤ **Elevación del punto de ebullición**

La elevación del punto de ebullición (EPE), se define en función de la concentración del soluto y la

temperatura a la que se encuentra la solución (K. A. Al-Shayji, 1998). [8]

$$EPE = \left(\left(\frac{565,757}{T} - 9,81559 + 1,54739 \ln(T) \right) - \left(\frac{337,178}{T} - 6,41981 + 0,922753 \ln(T) \right) C \right. \\ \left. + \left(\frac{32,681}{T} - 0,55368 + 0,079022 \ln(T) \right) C^2 \right) \frac{C}{\left(\frac{266919,6}{T^2} - \frac{379,669}{T} + 0,334169 \right)} \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde:

$$C = 19,819 \frac{C_{NaCl}}{(1 - C_{NaCl})}$$

C_{NaCl} : Concentración de NaCl como fracción en masa.

T: temperatura absoluta (K).

3.2 Ingeniería del Diseño

La ingeniería del diseño consiste en dimensionar todas las partes que constituyen el equipo piloto de evaporación, aplicando las leyes correspondientes y métodos de cálculo.

Considerando que el sistema de evaporación va a estar constituido de bombas, tanques e intercambiadores de calor, fue necesario realizar un análisis que permitiese integrar dichos elementos de

manera funcional para lograr un máximo desempeño, optimizando los materiales y el espacio físico.

A continuación se detallan los pasos seguidos, los resultados obtenidos y cuáles serán los valores seleccionados que formarán parte del diseño final.

3.2.1 Balances de Materia y Energía para las Soluciones Seleccionadas

Los balances de materia y energía se desarrollaron en base a las siguientes condiciones del proceso:

✓ *Flujo másico a ser alimentado al sistema.*

Mediante cálculos previos se escogió un flujo másico de trescientos (300) kilogramos por hora, siendo éste el adecuado para efectos de un ensayo a escala piloto.

✓ *Concentración del soluto en las corrientes de entrada y salida del sistema.*

Tabla IV

Solido en solución	Concentración másica de entrada (%)	Concentración másica de salida (%)
Azúcar	5	30
Soda	5	30
Sal	5	20

CONCENTRACIONES INICIALES Y FINALES DE LAS SUSTANCIAS DE TRABAJO

- ✓ *Temperatura inicial de la solución.*

Se utiliza la temperatura ambiente del lugar de trabajo, 31 °C.

- ✓ *Presión de vapor a la entrada del equipo.*

En la evaporación, al igual que en todos los procesos de calentamiento con vapor, se realiza por preferencia con vapor de baja presión, con la finalidad de aprovechar al máximo los altos calores latentes que poseen. La presión seleccionada para trabajo es de 20 psig.

- ✓ *Presión de vacío en el último efecto, entre 63 y 65 cm Hg (Hugot, 1986).*

Se utiliza 64 cm Hg.

✓ *Caída de presión entre efectos.*

Esta condición puede ser modificada durante la operación del equipo, sin embargo, es recomendable ecualizar las caídas de presión entre efectos [6], lo cual tiene la finalidad de evitar, entre los más relevantes: extracción desigual de gases incondensables y principalmente arrastres de la solución.

Dado a que los riesgos de arrastre aumentan del primer al último vaso, es conveniente adoptar caídas de presión ligeramente decreciente en lugar de caídas rigurosamente iguales, es decir:

$$\Delta P_1 = \frac{11}{20} \Delta P_T \quad (\text{Ec. 3.14})$$

$$\Delta P_2 = \frac{9}{20} \Delta P_T \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Donde:

ΔP_1 es la caída de presión entre el caldero y el primer vaso o efecto.

ΔP_2 es la caída de presión entre el primer y el segundo vaso.

ΔP_T es la caída de presión entre el caldero y el segundo vaso.

Así es como se define que la presión de vapor en el primer vaso es de 2.2 psig.

Ya que el equipo deberá trabajar en configuración serie y paralelo, es necesario conocer las ecuaciones que gobiernan los escenarios correspondientes.

Para ello debe analizarse el sistema, mediante la entrada y salida de materiales y energía con el fin de establecer las ecuaciones de igualdad.

a) Flujo en Paralelo

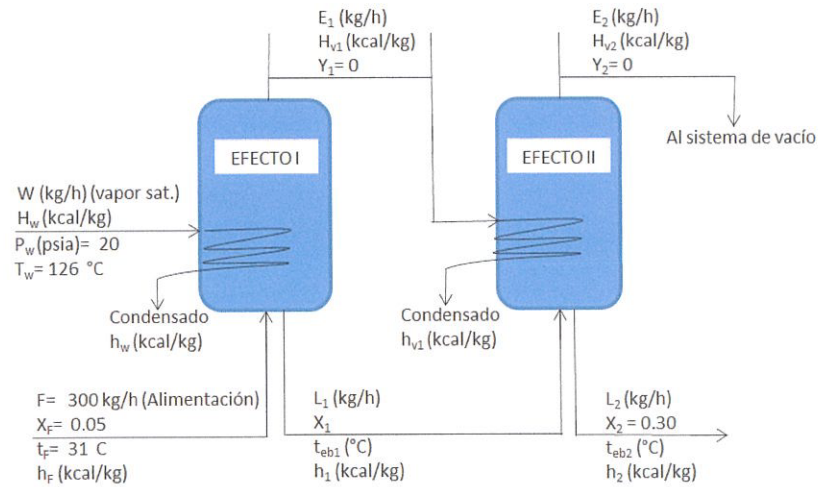


FIGURA 3.2. DIAGRAMA DE FLUJO BÁSICO PARA CONFIGURACIÓN EN PARALELO.

Donde:

W : es el flujo de vapor del caldero, kg/h.

F , L_1 , L_2 : Flujo de la solución (azucarada, salina, o con soda), kg/h.

H : Entalpías de vapor, kcal/kg.

h : Entalpía de soluciones líquidas, kcal/kg.

P : Presión.

t : Temperatura del flujo, $^\circ\text{C}$

t_{eb} : Temperatura de ebullición de la solución, $^\circ\text{C}$

X: Fracción másica del sólido en la solución (azúcar, sal, o soda).

Y: Fracción másica del sólido en corrientes de vapor dado por arrastre. Se considera despreciable.

t_F: Temperatura de entrada de la solución inicial, °C

Formulando las ecuaciones de balance de materia y energía, tenemos:

Balance Global

TABLA V

Balance Masa Total	$F = L_2 + E_1 + E_2$	(Ec. 3.16)
Balance de Sólidos	$F \cdot X_F = L_2 \cdot X_2$	(Ec. 3.17)

ECUACIONES DE BALANCE DE MATERIA DEL SISTEMA CON ALIMENTACIÓN EN PARALELO.

Balances en cada efecto

TABLA VI

Efecto 1	Balance de Materia	$F = L_1 + E_1$	(Ec. 3.18)
	Balance de Energía	$W \cdot H_w + F \cdot h_F = E_1 \cdot H_{V1} + L_1 \cdot h_1 + W \cdot h_w$	(Ec. 3.19)
Efecto 2	Balance de Materia	$L_1 = L_2 + E_2$	(Ec. 3.20)
	Balance de Energía	$E_1 \cdot H_{V1} + L_1 \cdot h_1 = E_2 \cdot H_{V2} + L_2 \cdot h_2 + E_1 \cdot h_{V1}$	(Ec. 3.21)

ECUACIONES DE BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA POR EFECTO CON ALIMENTACIÓN EN PARALELO.

Balances en cada efecto

TABLA VIII

Efecto 1	Balance de Materia	$L_2 = L_1 + E_1$	(Ec. 3.24)
	Balance de Energía	$W \cdot H_w + L_2 \cdot h_2 = E_1 \cdot H_{V1} + L_1 \cdot h_1 + W \cdot h_w$	(Ec. 3.25)
Efecto 2	Balance de Materia	$F = L_2 + E_2$	(Ec. 3.26)
	Balance de Energía	$E_1 \cdot H_{V1} + F \cdot h_f = E_2 \cdot H_{V2} + L_2 \cdot h_2 + E_1 \cdot h_{V1}$	(Ec. 3.27)

ECUACIONES DE BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA POR EFECTO CON ALIMENTACIÓN EN CONTRACORRIENTE.

3.2.2. Cálculo del Área de Transferencia de Calor Requerida

Para determinar el área de transferencia de calor requerida, sea la configuración en paralelo o en contracorriente, los pasos a seguir son (ver ejemplo en Apéndice E1):

- a) Determinar la cantidad de agua total a evaporar mediante las ecuaciones de balance de masa (Ec. 3.16 o Ec. 3.22), donde se define como la suma del vapor desprendido en cada efecto ($E_1 + E_2$). De igual manera definir el flujo de sólidos que ingresa y sale del sistema con las ecuaciones Ec. 3.17 o Ec. 3.23.
- b) Asumir inicialmente que se desprende en cada efecto la mitad del agua total evaporada, entonces:

$$E_i = \frac{E_T}{2} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Dónde:

E_i es el vapor desprendido del efecto, $i = 1$ (efecto #1), 2 (efecto #2).

E_T es el agua total evaporada (kg/h).

Ello tiene la finalidad de conocer el flujo de la solución intermedia entre efectos, al igual que su concentración de sólidos. Las ecuaciones para cálculo son:

$$L_j = F - E_j \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$X_j = \frac{F X_F}{L_j} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Donde el subíndice j es igual a uno (1) para configuración en paralelo y dos (2) para contracorriente.

c) Calcular la temperatura de ebullición en cada efecto.

$$t_{ebi} = t_{vi} + EPE_i \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Donde:

t_{ebi} es la temperatura de ebullición de la solución en el efecto, °C.

t_{Vi} es la temperatura del vapor saturado a la presión de trabajo que se encuentra el efecto, °C.

EPE_i es la elevación del punto de ebullición por la concentración del sólido en la corriente de salida del efecto, °C.

$i = 1$ (efecto #1), 2 (efecto #2).

- d) Encontrar el diferencial de temperatura disponible en el efecto.

El diferencial de temperatura disponible en el efecto se define como la temperatura del vapor en la calandria menos la temperatura de ebullición de la solución.

$$\Delta t_i = t_{Vi-1} - t_{ebi} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde:

Δt_i es el diferencial de temperatura disponible en el efecto, °C.

t_v es la temperatura del vapor saturado a la presión de trabajo, °C. Se desprecian efectos de recalentamiento.

i = 1 (efecto #1), 2 (efecto #2); “0” es de referencia al vapor del caldero y su temperatura se define como t_w en los diagramas de flujo.

- e) Asumir un valor inicial del flujo másico del vapor proveniente del caldero (W).
- f) Ya que se asumió la cantidad de vapor desprendido en cada efecto, es necesario confirmar si la asunción estuvo correcta. Para comprobar se utilizan las ecuaciones de balance de materia y energía en cada efecto (mostradas en las tablas VI y VIII), las cuales luego de hacer reemplazos se obtiene finalmente:

TABLA IX

Paralelo	Efecto #1	$E_1 = \frac{W \cdot \lambda_w + F(h_F - h_1)}{H_{v1} - h_1}$	(Ec. 3.33)
	Efecto #2	$E_2 = \frac{E_1 \cdot \lambda_{v1} + L_2(h_1 - h_2)}{H_{v2} - h_1}$	(Ec. 3.34)
Contracorriente	Efecto #1	$E_1 = \frac{W \cdot \lambda_w + L_1(h_2 - h_1)}{H_{v1} - h_2}$	(Ec. 3.35)
	Efecto #2	$E_2 = \frac{E_1 \cdot \lambda_{v1} + F(h_F - h_2)}{H_{v2} - h_2}$	(Ec. 3.36)

ECUACIONES PARA CONFIRMACIÓN DE VAPORES DESPRENDIDOS EN CADA EFECTO.

Donde los valores de las propiedades se definen mediante las ecuaciones establecidas en el apartado 3.1.4, según sea el sólido de trabajo.

En caso de no ser iguales las masas de vapor calculadas a las asumidas, utilizar los valores calculados como los nuevos valores asumidos y volver a calcular las corrientes de vapor. Se deberá iterar consecutivamente hasta que los valores sean muy próximos entre sí.

- g) Como comprobación final de que los cálculos son consistentes, el agua total evaporada, calculada inicialmente a partir de la ecuación Ec. 3.16, debe ser igual a la suma de las corrientes de vapor desprendidas en cada efecto, es decir:

$$\text{Agua total evaporada} = E_1 + E_2 \quad (\text{Ec. 3.37})$$

En caso de no cumplir ésta condición de igualdad, deberá repetir el procedimiento a partir del literal e.

Luego de realizar las iteraciones descritas para cada solución (ver ejemplo en Apéndice E1), los resultados son:

TABLA X

Sólido en solución	Configuración	W (kg/h)	E ₁ (kg/h)	E ₂ (kg/h)
Azúcar	Paralelo	165	121	129
	Contracorriente	155	135	115
Soda	Paralelo	151	122	128
	Contracorriente	143	135	114
Sal	Paralelo	165	107	118
	Contracorriente	155	122	103

VAPORES OBTENIDOS EN CADA EFECTO CORRESPONDIENTE AL SÓLIDO EN SOLUCIÓN.

h) Calcular la cantidad de calor entregada en cada efecto mediante las siguientes ecuaciones:

TABLA XI

Paralelo	Efecto # 1	$q_1 = W \cdot \lambda_w$ (Ec. 3.38)
	Efecto # 2	$q_2 = E_1 \cdot \lambda_{v1}$ (Ec. 3.39)
Contracorriente	Efecto # 1	$q_1 = W \cdot \lambda_w$ (Ec. 3.40)
	Efecto # 2	$q_2 = E_1 \cdot \lambda_{v1}$ (Ec. 3.41)

CALOR TRANSFERIDO EN CADA EFECTO EN CONFIGURACIÓN PARALELO Y CONTRACORRIENTE.

i) Finalmente para calcular el área de transferencia de calor se utiliza la ecuación de Fourier, en la cual, una vez despejada la variable mencionada se presenta de la siguiente manera:

$$A_i = \frac{Q_i}{U_i \Delta t_i} \quad (\text{Ec. 3.42})$$

Donde el subíndice i es uno (1) es para el efecto #1 y dos (2) es para el efecto #2.

La variable desconocida en la ecuación 3.42 es el coeficiente de transferencia de calor. A pesar de existir diversas ecuaciones de cálculo, están dirigidas para jugos de caña de azúcar y remolacha azucarera, siendo éstas de igual manera, una guía para dar con los valores definitivos o de diseño.

Hugot [6], establece para evaporadores tipo Robert un coeficiente de transferencia entre 2,500 y 800 kcal/(m²*h*°C). En un múltiple efecto, se deben definir los coeficientes para cada efecto cumpliendo la condición de que el área de transferencia de calor sea igual entre ellos.

Tomando como ejemplo la solución azucarada en configuración paralela, el procedimiento es el siguiente:

- I. Reemplazar el calor transferido y diferencial de temperatura disponible en cada efecto en la

ecuación 3.42, para tener la relación entre el área y el coeficiente de transferencia de calor.

Efecto No. 1 $A_1 = \frac{3,926.7}{U_1}$ (Ec. 3.43)

Efecto No. 2 $A_2 = \frac{1,343.6}{U_2}$ (Ec. 3.44)

- II. Graficar las ecuaciones 3.43 y 3.44 dando valores al coeficiente de transferencia que estén en el rango establecido por Hugot (ver figura 3.4).

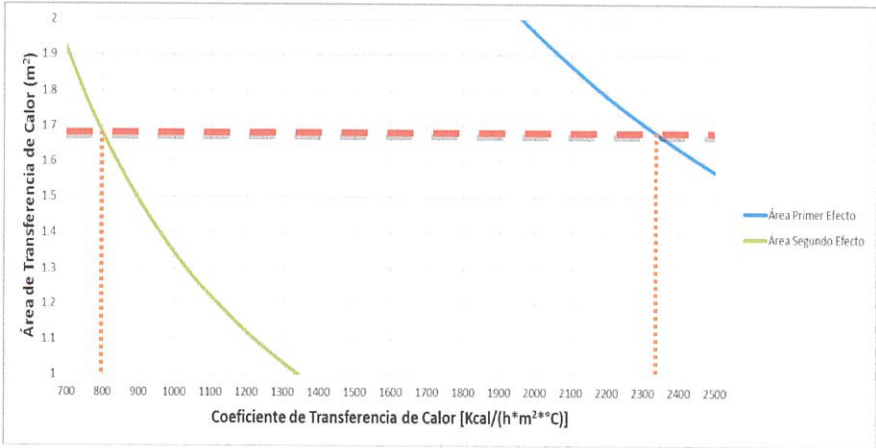


FIGURA 3.4. GRÁFICA ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR VERSUS COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Ya que los coeficientes de transferencia van disminuyendo con el tiempo de trabajo del equipo dado a incrustaciones, es recomendable escoger para el último efecto (el más afectado generalmente) el valor más cercano al inferior

establecido en el rango. Para éste caso en particular se escoge $800 \text{ kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$, lo cual da un área de transferencia de calor equivalente a 1.68 m^2 (ver figura 3.5). Tomando ésta área como referencia para el primer vaso, da un coeficiente de $2,340 \text{ kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C})$.

Siguiendo el procedimiento descrito con cada sólido de trabajo, tenemos los siguientes resultados:

TABLA XII

Sólido en solución	Configuración	Efecto	Área (m ²)	Coeficiente Transferencia (kcal/(m ² *h*°C))
Azúcar	Paralelo	1	1.68	2340
		2		800
	Contracorriente	1	1.62	2340
		2		915
Soda	Paralelo	1	1.95	2000
		2		870
	Contracorriente	1	2.74	2500
		2		556
Sal	Paralelo	1	1.59	2400
		2		805
	Contracorriente	1	1.72	2500
		2		800

VALORES CALCULADOS DE ÁREAS Y COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

NOTA: Se observa que el coeficiente de transferencia de calor en contracorriente para la soda no cumple el rango establecido para un evaporador tipo Robert. Esto se da debido a que los diferenciales de temperatura entre los vasos son muy lejanos entre sí, por la pronunciada elevación del punto de ebullición. Para atenuar ésta condición deberá trabajarse el primer vaso a una presión de 660 mm Hg, diferente a la establecida en el apartado 3.2.1.

Definida el área para el equipo piloto se selecciona el mayor valor registrado en la tabla XII, el cual es 1.95 m^2 , al que se le incorpora un factor de seguridad del 20%, teniendo finalmente 2.3 m^2 . Utilizando tubos de 15 mm. D.N., ced. 10 con 30 centímetros de largo, da un requerimiento total de 115 tubos. Sin embargo, por arreglo en el espejo se utilizarán 114 tubos.

3.2.3. Diseño de la Calandria

Para el diseño de la calandria en el evaporador se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

✓ *Arreglo de los tubos*

Se define un pitch de 1.5 veces el diámetro exterior de los tubos, con un arreglo triangular.

✓ *Tubo central.*

El tubo central no es más que un tubo colector donde cae toda la solución concentrada que ha borboteado en los tubos y como su nombre lo dice, está ubicado en el centro de la calandria.

Hugot [6] recomienda que el tubo central sea entre $1/8$ y $1/4$ del diámetro de la calandria.

Por tal motivo, se escoge un diámetro nominal 80 mm. ced. 40.

El tubo central tiene una reducción, previo a su salida del vaso, de 80 mm. a 15 mm.. Esta reducción debe ser cónica concéntrica y tiene

como finalidad aglomerar partículas de vapor presentes, las cuales una vez que crecen hasta un determinado tamaño ascienden y se separan de líquido concentrado a extraer del efecto.

✓ *Placa distribuidora de vapor.*

Asegurarse de una dosificación ecualizada de vapor para calentar la parte superior, media e inferior de los tubos es importante para la transferencia de calor.

Para ello se coloca una placa distribuidora de vapor que consiste en una plancha con 45 orificios de 6 mm. de diámetro. El área de todos los orificios debe ser equivalente a la tubería de entrada de vapor al cuerpo con el propósito de mantener las velocidades establecidas en la tabla XVII.

✓ *Canales de vapor.*

Es necesario distribuir al vapor para permitir que la evaporación tenga la misma intensidad

en todos los tubos y no sea sectorizada. Los canales permiten que el vapor se disperse proporcionalmente en la calandria a medida que avanza hacia el punto de extracción como condensado. El ancho del canal es equivalente a haber sacado un tubo en el arreglo establecido.

✓ *Extracción de gases incondensables y condensados.*

Para asegurar una correcta salida de los condensados y gases incondensables, sus puntos de extracción están ubicados contrario al ingreso del vapor, es decir, en su sentido de flujo, haciendo que éste los arrastre a la salida.

De manera sencilla, al hablar de gases incondensables se hace referencia al aire, gases y vapores orgánicos desprendidos. El aire al ser más denso que el vapor se acumula en la parte inferior, de donde debe ser retirado. A diferencia de los gases y vapores orgánicos

generalmente son menos densos que el vapor y son extraídos en la parte superior. Ya que son despreciables, se consideran los gases incondensables como 100% aire.

Tanto los gases incondensables como los condensados cuentan con colectores que permiten abarcar un área más apreciable para brindar una mejor extracción.

Una vez considerada el área de transferencia de calor, los parámetros y elementos de diseño mencionados, el diámetro interior de la calandria da 457 mm..

3.2.4. Dimensionamiento de la Cámara de Evaporación

En el proceso de evaporación existe arrastre de la solución, por efecto del borboteo en los tubos causado por el ascenso del vapor. Es por ello, que es necesario dejar una cámara lo suficientemente

alta para inducir el descenso de dicho material simplemente por gravedad.

Se recomienda dejar una cámara de evaporación con una altura de 2 a 2.5 veces el largo de los tubos en la calandria [6].

Ya que la longitud de los tubos en los evaporadores es de 30 centímetros, la cámara de evaporación se diseña con 90 centímetros de alto.

El diámetro interno de la cámara es igual al diámetro interior de la calandria, es decir, 457 mm..

Hugot [6] recomienda mantener una velocidad del vapor en la cámara de evaporación entre 3.6 y 4.6 m/s. Este rango de velocidad es para reducir los arrastres, principalmente en el último efecto, y minimizar el espacio físico que ocupa el equipo en planta. Ya que el espacio físico no es problema para el evaporador piloto se puede mantener velocidades más bajas, reduciendo aún más el arrastre. Con las 457 mm. de diámetro la velocidad del vapor en el último vaso es de 2.2 m/s.

3.2.5. Consideraciones para la Selección del Separador de Arrastre y sus Dimensiones

Si bien es cierto, la altura de la cámara de evaporación es importante para evitar arrastre, no es suficiente, por lo cual es necesario colocar un separador de arrastre en la parte superior del vaso o en la línea del vapor. Estos elementos hacen uso de uno o más de los siguientes mecanismos mecánicos de separación [10]:

- Gravedad
- Fuerza centrífuga
- Cambio de dirección
- Intercepción y coalescencia
- Impartición inercial

A lo largo de los años se han utilizado diversos diseños, sin embargo lo más comunes se mencionan a continuación:

a) *Contraflujo*

Se fundamenta en el impacto inercial. El más común es el tipo sombrero, el cual

mediante cambio brusco de dirección en la corriente de vapor, las gotas impactan en las superficies, siendo así separadas.

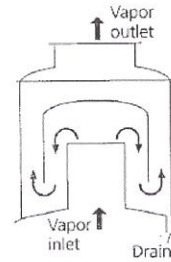


FIGURA 3.5. SEPARADOR DE ARRASTRE TIPO CONTRAFLUJO CON SOMBRERO.

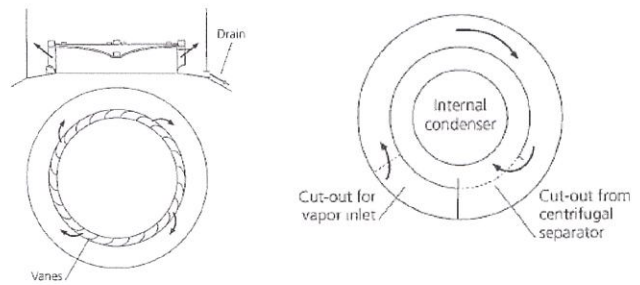
Fuente: Rein Peter, Cane Sugar Engineering, Ed. Bartens, 2007.

b) Centrífugo

Este tipo de separadores se valen de la fuerza centrífuga para separar las gotas arrastradas, con lo cual a mayor velocidad mejor extracción, pero con un incremento en la caída de presión (ver figura 3.6A). De igual manera, existe un límite de velocidad en el cual las gotas se resuspenden.

Una variante es colocar un condensador interno en el separador de arrastre con la

finalidad de mejorar la extracción (ver figura 3.6B). La desventaja es que el tiempo de choque de las gotas con la pared del condensador es muy corto dado a la menor área existente.



A. Sin condensador

B. Con condensador

FIGURA 3.6. SEPARADOR DE ARRASTRE TIPO CENTRÍFUGO.

Fuente: Rein Peter, Cane Sugar Engineering, Ed. Bartens, 2007.

c) Malla alambrada

Son considerados los más eficientes y consisten en una malla de alambres entretejidos. Esta malla fina permite extraer pequeñas gotas a una caída de presión que se puede considerar despreciable.

La desventaja que presentan es que se tupen rápidamente siendo necesario una constante limpieza con agua en forma de lluvia. De igual manera, deben ser retirados del equipo periódicamente para eliminar el material carbonizado que se acumula, el cual es desprendido y retirado sumergiéndolo en soda caustica.

Una mejora a éste tipo de separador son las placas chevronees. Las cuales consisten en una serie de placas o baffles a través de los cuales el vapor fluye de forma ascendente.

La ventaja que presentan es que las gotas que son arrastradas golpean de manera consecutiva a la superficie de las placas y a medida que descienden se aglomeran aumentando su tamaño, lo cual aumenta la posibilidad de retorno. De ésta manera se logra aplazar los tiempos de limpieza. Existen varios diseños, todos con placas distribuidas en forma de zigzag, sin

embargo el mostrado en la figura 3.7 es el más común.

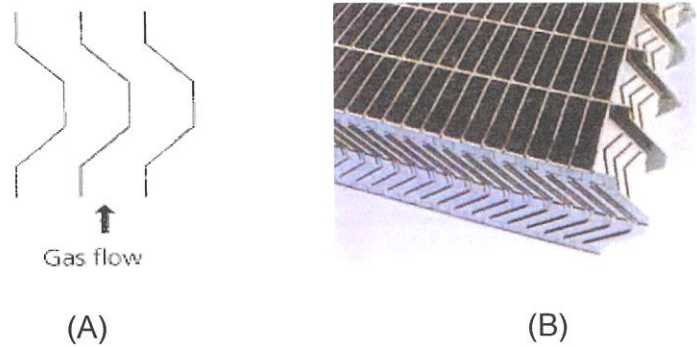


FIGURA 3.7. SEPARADOR DE ARRASTRE TIPO PLACAS CHEVRON.

Fuente: Rein Peter, Cane Sugar Engineering, Ed. Bartens, 2007.

De todos los modelos de separadores de arrastre mencionados se escoge el tipo contraflujo dado a su facilidad de construcción, economía y alta eficiencia.

A continuación se describen los pasos a seguir para el dimensionamiento del separador de arrastre seleccionado:

- a) Determinar la velocidad máxima del vapor a través del separador.

$$\mu_{m\acute{a}x} = C \cdot \left(\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G} \right)^{0,5} \quad (\text{Ec. 3.45})$$

Donde:

$\mu_{m\acute{a}x}$ es la velocidad máxima del vapor a pasar por el separador de arrastre en m/s [10].

ρ_L es la densidad de la solución a la concentración promedio entre la entrada y salida del efecto, en kg/m^3 .

ρ_G es la densidad del vapor a la presión de trabajo del efecto en kg/m^3 .

C es el coeficiente *Souders-Brown*, el cual toma el valor de 0.19 para el separador de arrastre seleccionado.

- b) Ya que la velocidad máxima es el límite en el que las partículas arrastradas pueden ser separadas de la corriente de vapor, se debe manejar una velocidad inferior, conocida como velocidad superficial, la cual se

recomienda que sea un 25% menor. Es por ello que se expresa como:

$$\mu_o = \frac{\mu_{m\acute{a}x}}{1,25} \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Siendo μ_o la velocidad superficial del vapor al pasar por el separador de arrastre en m/s [10].

- c) Conociendo la velocidad superficial y el flujo másico del vapor, se calcula el área superficial utilizando la siguiente ecuación:

$$A = \frac{m_v}{\mu_o \times \rho_v} \quad (\text{Ec. 3.47})$$

Donde:

A es el área transversal por la cual debe pasar el vapor (m^2).

m_v es el flujo másico del vapor desprendido en el efecto (kg/h). Se recomienda incrementar un 10% al valor calculado en los balances de materia y energía estipulados en el apartado 3.2.2.

d) Ya que el separador de arrastre por contraflujo consiste en dos tubos, uno dentro de otro, es necesario mantener la misma área en la tubería interna y en el ánulo (intersticio entre tubería interior y exterior). Las ecuaciones para cumplir con éste requerimiento son:

Tabla XIII

Tubería interna	$D_{int.} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$ (Ec. 3.48)
Tubería exterior	$D_{ext.} = \sqrt{\frac{8 \cdot A}{\pi}}$ (Ec. 3.49)

ECUACIONES PARA DIMENSIONES DEL SEPARADOR DE ARRASTRE.

Los resultados con cada solución son:

Tabla XIV

Sólido en solución	Efecto	Configuración	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)
Azúcar	1	Paralelo	109.0	153.9
		Contracorriente	164.3	232.4
	2	Paralelo	177.8	251.5
		Contracorriente	114.3	161.5
Soda	1	Paralelo	109.2	154.4
		Contracorriente	166.9	236.0
	2	Paralelo	176.8	249.9
		Contracorriente	114.8	162.3
Sal	1	Paralelo	102.1	144.3
		Contracorriente	158.0	223.5
	2	Paralelo	166.9	236.0
		Contracorriente	108.2	152.9

DIMENSIONES DEL SEPARADOR DE ARRASTRE DE ACUERDO A LA SOLUCIÓN DE TRABAJO.

Como se puede apreciar en la tabla XIV, los diámetros requeridos en cada efecto son muy variados dado a que el sistema trabaja en paralelo y contracorriente, cambiando ciertas variables de trabajo.

Para reducir el arrastre al máximo posible, se escogen los mayores diámetros y serán iguales para ambos efectos. Ello da lo siguiente:

Tabla XV

Diámetro interior (mm)	177.8
Diámetro exterior (mm)	254.0

**DIMENSIONES ESCOGIDAS EN EL
SEPARADOR DE ARRASTRE.**

3.2.6. Dimensionamiento de las Tuberías de Proceso y Suministro.

Los cálculos para tuberías de proceso y suministro se hacen en base a las recomendaciones encontradas en la literatura, las cuales se proyectan para equipos a escala industrial.

3.2.6.1. Vapor

En la tabla XVI se muestran velocidades recomendadas para el vapor en las tuberías de salida de los equipos en un evaporador triple, cuádruple y quíntuple efecto [6].

TABLA XVI

Vapor	Triple Efecto		Cuádruple Efecto		Quíntuple Efecto	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
Caldera	25	30	25	30	25	30
1 ^{er} efecto	30	35	30	35	30	35
2 ^{do} efecto	40	45	35	40	30	35
3 ^{er} efecto	50	60	40	45	35	40
4 ^{to} efecto	---	---	50	60	40	45
5 ^{to} efecto	---	---	---	---	50	60

VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA VAPOR (m/s).
FUENTE: E. HUGOT, HANDBOOK OF CANE SUGAR ENGINEERING, ED. ELSEVIER, THIRD EDITION, 1986.

Se puede observar que a pesar de aumentar o disminuir el número de efectos, existe una similitud en las velocidades a mantener. Tomando estas velocidades como referencia, las velocidades a mantener en las tuberías de salida son:

TABLA XVII

Vapor	Doble Efecto	
	Mínima	Máxima
Caldera	25	35
1 ^{er} efecto	35	45
2 ^{do} efecto	50	60

VELOCIDADES EN TUBERÍAS PARA VAPOR EN EL EVAPORADOR DOBLE EFECTO (m/s).

Conocidas las velocidades y sus flujos másicos, determinados en los balances de materia y energía, se calcula el diámetro de las tuberías de entrada y salida en cada cuerpo de evaporación utilizando la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\left(\frac{4}{\pi}\right) \times \left(\frac{1.1 \times m}{V \times \rho}\right)}$$

(Ec. 3.50)

Donde:

(m) es el flujo másico del vapor (kg/h)

(V) es la velocidad recomendada para el vapor (tabla XVII), en m/s.

(ρ) es la densidad del vapor a la presión de trabajo (kg/m³).

Es recomendable aumentar en un 10% el flujo másico del vapor calculado, es por ello que se multiplica por el factor 1.1.

Los resultados son los siguientes:

Tabla XVIII

Tubería		Diámetros nominales (mm) ced. 40
Sale	Entra	
Caldera	1 ^{er} Efecto	40
1 ^{er} Efecto	2 ^{do} Efecto	40
2 ^{do} Efecto	Sistema de vacío	100

DIÁMETROS NOMINALES DE TUBERÍAS PARA VAPOR EN EL EVAPORADOR DOBLE EFECTO.

Con la finalidad de dosificar el vapor más equitativamente en la calandria, se

dividirá cada tubería de ingreso a los equipos en dos, una para la parte superior y otra para la inferior, con la condición de mantener las velocidades dentro de los rangos máximos y mínimos establecidos en la tabla XVII, dando como resultado los siguientes diámetros nominales:

Tabla XIX

Entrada a los efectos	Diámetros nominales (mm) ced. 40
1 ^{er} Efecto	25
2 ^{do} Efecto	32

DIÁMETROS NOMINALES DE TUBERÍAS PARA VAPOR PREVIO AL INGRESO A LOS EFECTOS.

3.2.6.2. Condensado

Conociendo que el mismo flujo de vapor será el de condensado, el procedimiento seguido para determinar los diámetros de las tuberías es similar al mostrado para el vapor (Ec. 3.50), a excepción que la velocidad de extracción de los

condensado debe estar entre 0.5 y 0.6 metros por segundo (m/s) [6].

Con ésta nueva condición de velocidad, los diámetros de las tuberías para condensado son de 10 mm., ced. 40.

3.2.6.3. Solución

Hugot [6] recomienda distintas velocidades a mantener en la corriente del jugo o licor dependiendo del número de efectos con el que se trabaje. Dichas velocidades se muestran a continuación:

Tabla XX

Número de efectos	Velocidades máx. (m/s)
3	1.5
4	1.2
5	0.9
6	0.75

VELOCIDADES RECOMENDADAS
PARA SOLUCIONES EN
EVAPORADORES MÚLTIPLE EFECTO.

Fuente: E. Hugot, Handbook of Cane Sugar Engineering, Ed. ELSIEVER, 3era ed., 1986.

Para determinar la velocidad recomendada para un evaporador doble efecto es necesario llevar a cabo una extrapolación. Ello da a conocer una velocidad de aproximadamente 1.8 m/s.

Utilizando la Ec. 3.50, con la finalidad de encontrar el diámetro de la tubería, se tiene un valor menor a 6 mm. D.N..

Ya que una tubería de 6 mm. D.N. es muy delgada, puede provocar problemas de capilaridad o taponamiento al momento de transferir la solución. Por lo cual, se escoge una tubería de 15 mm. D.N. ced. 40 para todas las tuberías que transporten la solución, teniendo una velocidad promedio de 0.22 m/s.

3.2.6.4. Gases Incondensables

Las fuentes principales de gases incondensables son:

- Los gases disueltos en la solución que son liberados al momento de entrar en evaporación.
- Aire mezclado con el vapor del caldero. Generalmente contiene cantidades despreciables.
- Aire que ingresa por fugas en las juntas, sellos en válvulas y bombas, visores de nivel y uniones roscadas. Representa lejanamente el mayor aporte.

Es necesaria la extracción ya que su acumulación provoca presurización en el equipo, disminuciones considerables en la transferencia de calor e inclusive un cese de la evaporación.

En el equipo piloto, la calandria del primer efecto recibe el vapor del caldero, el cual se encuentra por arriba de la presión atmosférica, es por ello que descargará los gases incondensables al ambiente. La

calandria del segundo efecto recibe el vapor del primer vaso, el cual se encuentra ligeramente por arriba de la presión atmosférica, y podrá descargar los gases incondensables a la atmósfera o a la línea de vacío, con la finalidad de poder manipular la presión en el efecto.

Para determinar el diámetro de la tubería de los gases incondensables, Hugot [6] establece para un evaporador cuádruple efecto de 1,000 m², con el primer vaso venteando a la atmósfera y los otros al sistema de vacío, los siguientes diámetros de las tuberías:

Tabla XXI

Efecto	Diámetro de tubería de incondensables (pulgadas)
1	1/2
2	1/2 - 3/4
3	3/4 - 1
4	1.1/8

DIÁMETROS DE TUBERÍAS PARA EXTRACCIÓN DE GASES INCONDENSABLES DE UN CUÁDRUPLE EFECTO DE 1,000 M² DE ÁREA DE TRANSFERENCIA.

FUENTE: E. HUGOT, HANDBOOK OF CANE SUGAR ENGINEERING, ED. ELSEVIER, THIRD EDITION, 1986.

Como se aprecia en la tabla XXI, los diámetros son pequeños en comparación a la capacidad del evaporador, recalcando que en la línea de gases se tiene instalado las respectivas válvulas para regular el flujo. Tomando esto como consideración, se escoge para el evaporador piloto un diámetro, para todas las tuberías de gases incondensables, de 8 mm. D.N. ced. 40.

3.2.6.5. Agua para enfriamiento

El agua para enfriamiento se entiende como el agua utilizada para intercambiar calor con diversas corrientes en el evaporador piloto a través de superficies de calefacción.

El diámetro de la tubería principal, salida de la bomba de la torre de enfriamiento, es de 50 mm. D.N. ced. 40, de la cual se

deberán elaborar ramificaciones para los fines pertinentes.

3.2.7. Cálculo del Enfriador de Producto

Para enfriar la solución final se selecciona un intercambiador doble tubo. El propósito de un enfriador de producto es permitir al practicante tomar una muestra sin riesgo alguno y medir la concentración de sólidos en la solución.

Las consideraciones para dimensionamiento y cálculo son (ver ejemplo en Apéndice E3):

- ✓ Se utiliza agua como medio de enfriamiento.
- ✓ La solución va por el ánulo y el agua de enfriamiento por el tubo interno.
- ✓ La temperatura de salida de la solución se establece como 40°C.
- ✓ Las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento son 30°C y 35°C, respectivamente.

✓ Los flujos de las soluciones a enfriar, así como sus temperaturas son:

Tabla XXII

Sólido en solución	Configuración	Flujo entrada (kg/h)	Temperatura entrada (°C)
Azúcar	Paralelo	50.0	55.8
	Contracorriente	50.0	104.7
Soda	Paralelo	50.0	65.6
	Contracorriente	50.0	114.3
Sal	Paralelo	75.0	75.6
	Contracorriente	75.0	108.8

FLUJOS Y TEMPERATURAS DE SOLUCIÓN FINAL A ENFRIAR DE ACUERDO AL SÓLIDO DE TRABAJO.

La nomenclatura a utilizar es subíndice “t” para el interior del tubo interno y “C” para el ánulo. Así mismo, el subíndice “1” y “2” da referencia a la entrada y salida de las dos corrientes.

El procedimiento seguido para el dimensionamiento se detalla a continuación:

- a) Calcular el calor a remover de la solución.

La cantidad de calor a remover de la solución se determina utilizando la ecuación de transferencia de calor sensible:

$$Q_C = M_C \cdot C_{p_C} \cdot \Delta T_C \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Donde:

Q_C es el calor removido de la solución en kcal/h.

C_{p_C} es el calor específico de la solución en kcal/(kg*°C).

ΔT_C es el diferencial de temperatura entre entrada y salida de la solución, °C.

- b) Mediante un balance de calor se calcula el flujo de agua de enfriamiento necesaria.

$$m_t = \frac{Q_C}{C_{p_t} \cdot \Delta t_t} \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Donde:

m_t es el flujo másico de agua necesaria para el enfriamiento de la solución, kg/h.

C_{p_t} es el calor específico del agua, kcal/(kg*°C).

Δt_t es el diferencial de temperatura entre entrada y salida del agua, °F.

- c) Determinar el diferencial de temperatura en el intercambiador de calor.

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} \quad (\text{Ec. 3.53})$$

Donde MLDT es la media logarítmica del diferencial de temperatura, °C.

d) Asumir un valor del coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U_D) entre 240 y 480 kcal/(m²*h*°C), con la finalidad de encontrar el área (usar Ec. 3.42). Esta área deberá ser sometida a comprobación y corresponde al área exterior del tubo interno.

e) Ya que la transferencia de calor se lleva a cabo en una superficie tubular, es necesario llevar el área a pies lineales de tubería.

$$L = \frac{A}{a''} \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Donde:

L es la longitud de la tubería interna en metros.

A es el área exterior de la tubería interna en m².

a'' es área exterior por longitud lineal de la tubería interna (dependerá del diámetro seleccionado), m^2/m lineal.

Para poder determinar la longitud de la tubería, al igual que llevar a cabo la comprobación del área de transferencia, es necesario seleccionar los diámetros iniciales para el tubo interno y externo del intercambiador de calor.

- f) Determinar los coeficientes de transferencia de calor en el tubo interno y en el ánulo.

Previo a encontrar los coeficientes de transferencia es necesario definir las siguientes variables:

Flujo másico superficial

$$G = \frac{M}{a} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

Donde:

G es el flujo másico superficial, $kg/h \cdot m^2$.

M es el flujo másico de la sustancia de trabajo, kg/h.

a es el área de la sección transversal, m².

Definidas como:

$$\text{Tubería interna} \quad a_i = \frac{\pi}{4} D_{ti}^2 \quad (\text{Ec. 3.56})$$

$$\text{Tubería externa} \quad a_c = \frac{\pi}{4} (D_{ci}^2 - D_{te}^2) \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Siendo, D_{ti} y D_{te} el diámetro interior y exterior del tubo interno, y D_{ci} el diámetro interior del tubo exterior.

Número de Reynolds

$$Re = \frac{D \cdot G}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.58})$$

Donde:

Re es el número de Reynolds, adimensional.

μ es la viscosidad definida a la condiciones de trabajo para cada sustancia, kg/(m*h).

D es el diámetro de la tubería, en metros. Para la tubería interna se utiliza el diámetro interno y para la tubería externa se utiliza el diámetro equivalente, el cual se define como [11]:

$$D_{eq} = D_{Ci} - D_{te} \quad (\text{Ec. 3.59})$$

Número de Prandtl

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{K} \quad (\text{Ec. 3.60})$$

Donde:

Pr es el número de Prandtl, adimensional.

Cp es el calor específico, kcal/(kg*°C).

μ es la viscosidad, kg/(m*h).

K es la conductividad térmica, [kcal/(h*m²*°C/m)].

Una vez definidas las variables descritas, los coeficientes de transferencia de calor se calculan con las siguientes ecuaciones:

Para la tubería interna

$$\frac{h_{to}}{\phi_t} = 0.116 (\text{Re}^{2/3} - 125) \text{Pr}^{1/3} \left[1 + \frac{D_{ii}}{L} \right]^{2/3} \frac{K_t}{D_{ii}} \quad (\text{Ec. 3.61})$$

Donde:

$\frac{h_{to}}{\phi_t}$ es el coeficiente de transferencia de calor referido al diámetro exterior y en función de Φ , kcal/(m²*h*°C) [11].

K_t es la conductividad térmica de la sustancia, [kcal/(h*m²*°C/m)].

Φ es un factor de corrección por viscosidad, el cual sea para la tubería interior o el ánulo se define como:

$$\text{Para fluido laminar} \quad \phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.25} \quad (\text{Ec. 3.62})$$

$$\text{Para fluido turbulento} \quad \phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{Ec. 3.63})$$

Siendo, μ y μ_w las viscosidades de la sustancia a las condiciones de trabajo y a la temperatura de la pared del tubo, respectivamente [11].

Para el ánulo

$$\frac{h_c}{\phi_c} = \left[3.66 + 1.2 \left(\frac{D_{ci}}{D_{te}} \right)^{0.8} + \frac{0.19 \left[1 + 0.14 \left(\frac{D_{ci}}{D_{te}} \right)^{0.5} \right] \left[\frac{\text{Re Pr } D_{eq}}{L} \right]^{0.8}}{1 + 0.117 \left[\frac{\text{Re Pr } D_{eq}}{L} \right]^{0.467}} \right] \times \frac{K_c}{D_{eq}} \quad (\text{Ec. 3.64})$$

Donde:

$\frac{h_c}{\phi_c}$ es el coeficiente de transferencia de calor y en función de Φ , kcal/(m²*h*°C) [11].

Para encontrar Φ es necesario conocer la temperatura de la pared del tubo, la cual se define como:

$$t_w = T_{prom} - \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_c}{\phi_c}} \times (T_{prom} - t_{prom}) \quad (\text{Ec. 3.65})$$

Donde:

t_w es la temperatura de la pared del tubo, °C [11].

T_{prom} es la temperatura promedio entre la entrada y salida de la sustancia que fluye por el ánulo, °C.

t_{prom} es la temperatura promedio entre la entrada y salida de la sustancia que fluye por la tubería interna, °C.

Calculado Φ se determina finalmente los coeficientes de transferencia de calor.

$$h_j = \left(\frac{h_j}{\phi_j} \right) \cdot \phi_j \quad (\text{Ec. 3.66})$$

Donde el literal j es simplemente una expresión general para aplicar tanto para la tubería interna como el ánulo.

- g) Calculados los coeficientes para cada corriente, se debe calcular el coeficiente de transferencia del calor global de tubo limpio [11].

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_c}{h_{io} + h_c} \quad (\text{Ec. 3.67})$$

- h) Posteriormente se calcula el coeficiente de transferencia de calor global de diseño [11].

$$U_D = \left(\frac{1}{U_c} + R_D \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 3.68})$$

Donde R_D se define como:

$$R_D = \frac{R_{di} D_{ti}}{D_{te}} + R_{do} \quad (\text{Ec. 3.69})$$

En el cual R_D es el factor global de incrustación, R_{di} y R_{do} son el factor de incrustación para la tubería interna y el ánulo

respectivamente, expresados como $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}$.

Se utiliza el valor de $0.0004 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}$ para el agua y cualquier sólido en la solución [11]. Cabe recalcar que no existe un valor para el azúcar, sin embargo, el $0.0004 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}$ recomendado para soluciones salinas y con soda, es conservador dado a que el azúcar no es incrustante.

- i) En caso de que el valor de U_D asumido sea diferente al calculado, se debe volver a comenzar desde la literal d. Se utiliza el valor previo calculado como el nuevo asumido.
- j) Posteriormente se calcula el número de horquillas.

$$\text{Número de Horquillas} = \frac{1}{2} \times \frac{\text{Longitud calculada}}{\text{Longitud establecida}} \quad (\text{Ec. 3.70})$$

Donde:

Longitud calculada, es determinada en base al área encontrada en el literal k.

Longitud establecida, es la que establece el diseñador. Se escoge 850 mm.

Ya que el número de horquillas debe ser un número entero, se debe redondear al inmediato superior.

- k) Al hacer el redondeo del número de horquillas es necesario recalcular el área de transferencia, el coeficiente global de transferencia de calor de diseño y el factor global de ensuciamiento. Los cuales serán los definitivos para el equipo dimensionado.

Luego de llevar a cabo la metodología descrita, se selecciona una tubería interna de 10 mm. D.N. cédula 10 y la tubería externa de 20 mm. D.N. cédula 40. La geometría descrita da los siguientes resultados:

TABLA XXIII

Sólido en solución	Configuración	Área (mm ²)	No. horquillas	Coefficiente global de diseño [kcal/(m ² *h*°C)]	Factor global de incrustación [(m ² *h*°C)/kcal]
Azúcar	Paralelo	183948.0	2	243.1	0.0016
	Contracorriente	275922.0	3	318.5	0.0014
Soda	Paralelo	183948.0	2	326.1	0.0013
	Contracorriente	275922.0	3	349.5	0.0015
Sal	Paralelo	275922.0	3	257.9	0.0020
	Contracorriente	367896.0	4	358.9	0.0013

RESULTADOS DEL ENFRIADOR DE PRODUCTO CON LOS SÓLIDOS DE TRABAJO.

Luego de analizar los resultados, para fines térmicos, se escoge el área de 367896 mm² con 4 horquillas de 850 mm. de longitud cada una. Sin embargo, para validar los resultados térmicos, es necesario llevar a cabo los cálculos hidráulicos, los cuales se detallan acontinuación:

La caída de presión en el intercambiador de calor se da por dos factores: pérdidas por fricción y por retorno.

$$\Delta P_{jTOTAL} = \Delta P_{j\mu} + \Delta P_{jR}$$

(Ec. 3.71)

Donde el subíndice “j” debe ser reemplazado por “t” para el tubo interno y “C” para el ánulo.

Así mismo:

$$\Delta P_{jt} = \frac{f_j L G_j^2}{7.50 \times 10^{12} D_j s_j \phi_j} \quad (\text{Ec. 3.72})$$

$$\Delta P_{jR} = 2.0 \times 10^{-13} (2 N_{HP} - 1) \frac{G_j^2}{s_j} \quad (\text{Ec. 3.73})$$

Donde:

ΔP_{jt} es la caída de presión por fricción, psi.

ΔP_{jR} es la caída de presión por retorno, psi.

N_{HP} es el número de horquillas.

D_j es el diámetro interior del tubo para el tubo interno y el diámetro equivalente para el ánulo (Ec. 3.59), en ft.

G_j es el flujo másico superficial, lbm/h*ft².

S_j es la densidad relativa de la solución a las condiciones de trabajo.

L es la longitud total calculada del intercambiador y se determina despejándola en la ecuación Ec. 3.70.

Φ es el factor de corrección por viscosidad y se define en las ecuaciones 3.62 y 3.63, según sea laminar o turbulento.

f es el factor de fricción en tuberías y se define [11]:

Tubo interno

Régimen laminar $f_t = \frac{64}{Re}$ (Ec. 3.74)

Régimen turbulento $f_t = 0.3673 Re^{-0.2314}$ (Ec. 3.75)

Ánulo

Régimen laminar $f_c = \left(\frac{64}{Re} \right) \left[\frac{(1-k)^2}{1+k^2 + \frac{(1-k^2)}{Lnk}} \right]$ (Ec. 3.76)

Régimen turbulento Utilizar ecuación 3.75

En la ecuación 3.76, k se expresa como:

$$k = \frac{D_{IE}}{D_{CI}} \quad (\text{Ec. 3.77})$$

La ecuación Ec. 3.75 es válida solo cuando $Re \geq 3.000$.

Luego de calcular todas las variables, los resultados son:

Tabla XXIV

Sólido en solución	Configuración	Agua enfriamiento (m³/h)	Tubo interno (kPa)	Ánulo (kPa)
Azúcar	Paralelo	0.132	1.1	4.0
	Contracorriente	0.543	13.4	3.0
Soda	Paralelo	0.223	2.6	5.3
	Contracorriente	0.650	13.8	2.8
Sal	Paralelo	0.227	2.8	2.7
	Contracorriente	0.847	30.6	2.1

CAÍDA DE PRESIÓN EN ENFRIADOR DE PRODUCTO Y SU CONSUMO DE AGUA DE ACUERDO AL SÓLIDO EN SOLUCIÓN.

Se observa en la tabla XXIV que el máximo consumo de agua es de 0.847 m³/h y caídas de presión de 30.6 kPa para el tubo interno y 5.3 kPa para el ánulo, siendo aceptables ya que son menores al máximo permitido (70 kPa) [12], con lo cual se concluye que la configuración escogida para el intercambiador de calor, así como su geometría, es satisfactoria.

3.2.8. Dimensiones de tanques

El equipo piloto consta de tanques de almacenamiento de solución y condensado, todos al nivel del piso. A continuación se detalla cada uno de ellos:

- ✓ Tanque de almacenamiento de la solución inicial.

El tanque está dimensionado para una práctica de 40 minutos. Su capacidad es de 55 galones y mantienen una relación de 1.5 altura/diámetro.

Operará a la atmósfera y de manera semi-estacionaria, es decir, se preparará la solución una vez para la práctica y abastecerá al evaporador piloto constantemente hasta que sea vaciado.

- ✓ Tanque de solución final.

Trabjará a la presión atmosférica. Su función es recibir el material concentrado y

almacenarlo hasta que finalice la práctica.

Tiene la misma geometría que el tanque de almacenamiento de la solución inicial.

- ✓ Tanque de condensado del segundo efecto.
Trabjará al mismo vacío que el último efecto con la finalidad recibir el condensado de la calandria por gravedad. Tiene una capacidad de 30 galones, manteniendo una relación de 1.5 altura/diámetro.

Consta de una entrada, una purga, y una succión para los gases incondensables.

El condensado ingresa por la parte superior y choca contra un deflector cuyo fin es separar los gases. De igual manera la succión de los gases es similar, a diferencia que el deflector tiene la función de separar las gotas de agua arrastradas.

3.2.9. Sistema de Vacío.

El sistema de vacío consta de los siguientes equipos:

- ✓ Condensador para el vapor desprendido del último efecto.
- ✓ Enfriador de condensado.
- ✓ Tanque de vacío.
- ✓ Bomba de vacío.

3.2.9.1. Dimensionamiento del condensador

Con la finalidad de extraer los gases incondensables y levantar el vacío, es necesario condensar el vapor que se desprende del último efecto. El intercambiador de calor escogido es de tipo tubo y coraza horizontal.

Las consideraciones y condiciones para dimensionamiento y cálculo son las siguientes (ver ejemplo en Apéndice E2):

- ✓ El agua de enfriamiento circula por dentro de los tubos y el vapor por la coraza sin deflectores.
- ✓ Se desprecian recalentamientos del vapor, por tanto, se considera saturado y su temperatura es 55°C .
- ✓ El condensado sale como líquido saturado, por tanto, tendrá la misma temperatura del vapor saturado.
- ✓ Las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento son 30°C y 35°C respectivamente.
- ✓ Los flujos de vapor a manejar con cada solución de trabajo son:

Tabla XXV

Sólido en solución	Configuración	Entrada de vapor (kg/h)
Azúcar	Paralelo	129.2
	Contracorriente	115.3
Soda	Paralelo	128.2
	Contracorriente	114.5
Sal	Paralelo	117.6
	Contracorriente	103.3

FLUJOS DE VAPOR A CONDENSAR DE ACUERDO A LA SOLUCIÓN.

La nomenclatura a utilizar es el subíndice “t” para los tubos y “C” para la coraza. Así mismo, el subíndice “1” da referencia a entrada y “2” a salida.

El procedimiento de cálculo se detalla a continuación:

- a) Calcular el calor a remover de la solución.

$$Q_C = M_C \cdot \lambda_v \tag{Ec. 3.78}$$

Donde:

Q_C es el calor removido para condensación en kcal/h.

M_C es el flujo másico del vapor en kg/h.

λ_V es el calor latente del vapor en Kcal/(kg*°C).

- b) Mediante un balance de calor se calcula el flujo de agua de enfriamiento (Ec. 3.52).
- c) Utilizar la ecuación 3.53 para determinar el diferencial logarítmico de temperatura.
- d) Asumir un valor del coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U_D) entre 480 y 970 kcal/(m²*h*°C), con la finalidad de encontrar el área (usar Ec. 3.42). Esta área deberá ser sometida a comprobación y corresponde al área exterior de los tubos.

- e) Conociendo el área, se determina el número de tubos donde se transferirá el calor con la siguiente ecuación:

$$N_T = \frac{A}{a_t} \quad (\text{Ec. 3.79})$$

Donde:

A es el área de transferencia de calor total en m^2 .

a_t es área exterior de cada tubo en m^2 y se define como:

$$a_t = \pi D_{it} L \quad (\text{Ec. 3.80})$$

En la cual:

L es la longitud de cada tubo. Se selecciona 1.2 metros.

D_{it} es el diámetro exterior del tubo, m.

- f) Determinar el coeficiente de transferencia de calor para el lado de los tubos.

Previo a encontrar el coeficiente de transferencia es necesario definir las siguientes variables:

Flujo másico superficial:

Utilizar la ecuación Ec. 3.55, donde el área de la sección transversal “a” se define:

$$a = \frac{a_i N_T}{N_p} \quad (\text{Ec. 3.81})$$

Número de Reynolds:

Determinar el número de Reynolds utilizando la ecuación 3.58, en la cual, se debe usar el diámetro interior de los tubos.

Número de Prandtl:

Calcular mediante ecuación 3.60

Una vez definidas las variables descritas, se calcula el coeficiente de transferencia de calor con la ecuación 3.61.

- g) Asumir un coeficiente de transferencia de calor para el vapor (entre $7000 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ y $12000 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$).

La temperatura de la pared del tubo se define en la ecuación Ec. 3.65, reemplazando ánulo por coraza y exceptuando su factor de corrección por viscosidad, ya que no se utiliza para el vapor.

Comprobando el coeficiente de transferencia de calor para el lado del vapor:

Flujo másico superficial:

$$G'' = \frac{W}{L N_T^{2/3}} \quad (\text{Ec. 3.82})$$

Siendo,

G'' el flujo de vapor en kg/h.

L la longitud de los tubos, es decir, 1.2 m.

Coeficiente de transferencia de calor:

$$h_c = 1.5 \left[\left(\frac{4 G''}{\mu_f} \right) \times \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right) \right]^{-1/3} \quad (\text{Ec. 3.83})$$

En la cual las propiedades con el subíndice “f” deben ser evaluadas a la temperatura del film de condensado (t_f), expresado como el promedio entre la temperatura del vapor saturado y la temperatura de la pared de tubo, es decir:

$$t_f = \frac{t_v + t_w}{2} \quad (\text{Ec. 3.84})$$

En caso de que el coeficiente de transferencia de calor para el vapor calculado sea diferente al asumido, utilizar el valor calculado como el nuevo asumido y repetir el literal “g”.

- h)** Calcular el U_c mediante la ecuación Ec. 3.67.

- i) Determinar U_D con la ecuación Ec. 3.68.

Utilizar factor de incrustación de $0.0004 \text{ (m}^2\cdot\text{h}^\circ\text{C)/kcal}$ para el agua de enfriamiento y $0.0001 \text{ (m}^2\cdot\text{h}^\circ\text{C)/kcal}$ para el vapor [11]. Ello da un factor global de obstrucción de $0.0006 \text{ (m}^2\cdot\text{h}^\circ\text{C)/kcal}$.

- j) En caso de que el valor de U_D asumido sea diferente al calculado, se debe volver a comenzar desde el literal “d”. Se utiliza el valor previo calculado como el nuevo asumido.

Finalmente la geometría de intercambiador, producto del dimensionamiento térmico es la siguiente:

- ✓ Se utilizan tubos de 20 mm. D.N. ced. 10 y un diámetro interior de la coraza de 325 mm.

✓ El intercambiador es 1-3, es decir, 1 paso en la coraza y 3 pasos en los tubos (N_P).

Cuyo resultado con cada sólido de trabajo se presenta en la tabla XXVI.

TABLA XXVI

Sólido en solución	Configuración	Área (m ²)	No. tubos	Coefficiente global de diseño [kcal/(m ² *h*°C)]
Azúcar	Paralelo	5.2	51	720.8
	Contracorriente	4.6	45	725.2
Soda	Paralelo	5.1	51	718.4
	Contracorriente	4.6	45	723.0
Sal	Paralelo	4.7	47	717.2
	Contracorriente	4.1	41	720.3

RESULTADOS DEL CONDENSADOR PARA CADA SOLUCIÓN.

Comprobado que la geometría es satisfactoria para fines térmicos, es necesario determinar para fines hidráulicos mediante el cálculo de la caída de presión en los tubos y en la coraza.

a) En los tubos:

La caída de presión total en los tubos se calcula mediante la ecuación 3.71.

Siendo ΔP_{tt} y ΔP_{tR} calculados con la ecuación Ec. 3.72 y Ec. 3.85, respectivamente.

$$\Delta P_{tR} = 2,0 \times 10^{-13} N_p \left(\frac{G_t^2}{s_t} \right) \quad (\text{Ec. 3.85})$$

Las ecuaciones para el factor de fricción son Ec. 3.74 y Ec. 3.75, según sea el régimen del flujo.

b) En la coraza:

Flujo másico superficial:

Utilizar la ecuación Ec. 3.55, donde el área de la sección transversal se expresa como:

$$a = \frac{\pi}{4} (D_{Ci}^2 - N_t D_{ti}^2) \quad (\text{Ec. 3.86})$$

Número de Reynolds:

Determinar el número de Reynolds utilizando la ecuación Ec. 3.58, en la cual, el diámetro utilizado es el diámetro equivalente y se define como:

$$D_{eq} = 4 \times \frac{a}{N_i \pi D_{te} + \pi D_{Ci}} \quad (\text{Ec. 3.87})$$

La caída de presión por fricción se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{Ci} = \frac{1}{2} \times \frac{f_c n_p L G_C^2}{7.50 \times 10^{12} D_{eq} s_C \phi_C} \quad (\text{Ec. 3.88})$$

Se utilizan las ecuaciones 3.75 y 3.76 para el factor de fricción, según sea el régimen del flujo.

Finalmente se calcula la caída de presión del vapor y del condensado al entrar y salir del intercambiador respectivamente, mediante la ecuación 3.89 [11], mostrada a continuación:

$$\Delta P_{CR} = 4,0 \times 10^{-13} N_p \left(\frac{G_C^2}{s_C} \right) \quad (\text{Ec. 3.89})$$

Por lo tanto, la caída de presión total en la coraza se determina sumando el valor obtenido en las ecuaciones Ec. 3.88 y Ec. 3.89.

Los resultados de caídas de presión totales, al igual que el consumo de agua, necesaria para la condensación, son:

TABLA XXVII

Sólido en solución	Configuración	Agua enfriamiento (m³/h)	Tubos (kPa)	Coraza (kPa)
Azúcar	Paralelo	7.43	0.552	0.0097
	Contracorriente	6.63	0.552	0.0062
Soda	Paralelo	7.37	0.552	0.0090
	Contracorriente	6.58	0.552	0.0062
Sal	Paralelo	6.77	0.552	0.0069
	Contracorriente	5.94	0.552	0.0048

CAÍDA DE PRESIÓN EN CONDENSADOR Y SU CONSUMO DE AGUA DE ACUERDO AL SÓLIDO EN SOLUCIÓN.

La tabla XXVII muestra que el máximo consumo de agua es 7.43 m³/h, con caída de presión de 0.55 kPa para los tubos y 0.01 kPa para la coraza. Al ser éstas caídas prácticamente despreciables, la geometría escogida y

orientación de los fluidos en el intercambiador es satisfactoria hidráulicamente.

3.2.9.2. Dimensionamiento del enfriador de condensado

El condensado, al salir del condensador, está como líquido saturado, siendo necesario reducir su temperatura con la finalidad de:

- ✓ Reducir la presión de vapor del condensado.
- ✓ Enfriar los gases incondensables que lo acompañan, con la objeto de disminuir el flujo volumétrico de la mezcla gases – vapor, succionado por la bomba de vacío. Y así reducir la capacidad de la bomba y potencia necesaria.

- ✓ Proteger a la bomba de vacío evitando problemas de cavitación.

El procedimiento seguido para el dimensionamiento del enfriador de condensado es el mismo establecido para el enfriador de la solución final (apartado 3.2.5 – ver ejemplo en Apéndice E3).

Las consideraciones para dimensionamiento y cálculo, establecidos para el intercambiador de calor son:

- ✓ Se escoge un intercambiador de calor doble tubo.
- ✓ El agua de enfriamiento circula por el tubo interno y el condensado por el ánulo.
- ✓ El condensado que sale del condensador es saturado y su temperatura es de 55°C.

- ✓ La temperatura de salida del condensado es de 40°C.
- ✓ Las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento son 30°C y 35°C, respectivamente.
- ✓ Los flujos de condensado a manejar con cada solución de trabajo son los mismo mostrados en la tabla XXV.

Luego de llevar a cabo el dimensionamiento, utilizando el procedimiento y parámetros mencionados, los resultados térmicos con cada solución de trabajo, utilizando la geometría seleccionada son:

TABLA XXVIII

Sólido en solución	Configuración	Área (mm ²)	No. horquillas	Coficiente global de diseño [kcal/(m ² *h*C)]	Factor global de incrustación [(m2*h*C)/kcal]
Azúcar	Paralelo	371151.3	5	326.4	0.00111
	Contracorriente	371151.3	5	365.7	0.00139
Soda	Paralelo	371151.3	5	332.8	0.00113
	Contracorriente	371151.3	5	365.6	0.00141
Sal	Paralelo	371151.3	5	363.0	0.00135
	Contracorriente	296920.9	4	324.2	0.00113

RESULTADO TÉRMICO DEL ENFRIADOR DE CONDENSADO CON LAS SOLUCIONES DE TRABAJO.

Se selecciona un tubo interno de 10 mm. D.N. ced. 10, y un tubo externo de 20 mm. D.N. ced. 40, con un número total de 5 horquillas, de 0.85 metros de longitud cada una, teniendo una longitud total del intercambiador equivalente a 8.5 metros.

Los resultados hidráulicos son:

TABLA XXIX

Sólido en solución	Configuración	Agua enfriamiento (m ³ /h)	Tubos (kPa)	Ánulo (kPa)
Azúcar	Paralelo	0.397	9.9	6.3
	Contracorriente	0.354	8.1	5.6
Soda	Paralelo	0.395	10.8	7.0
	Contracorriente	0.352	7.9	5.5
Sal	Paralelo	0.361	8.3	5.7
	Contracorriente	0.318	6.6	5.0

CAÍDA DE PRESIÓN EN ENFRIADOR DE CONDENSADO Y SU CONSUMO DE AGUA DE ACUERDO AL SÓLIDO EN SOLUCIÓN.

De la tabla XXIX se observa que el máximo consumo de agua de enfriamiento es de 0.397 m³/h.

Al igual que en el condensador, las caídas de presión son despreciables. Ello concluye que la configuración determinada

térmicamente, es también satisfactoria hidráulicamente.

3.2.9.3. Dimensiones del tanque de vacío.

El tanque de vacío hace la función de:

- ✓ Cuerpo receptor del vapor condensado y los gases incondensables del último efecto.
- ✓ Receptor de los gases incondensables extraídos de la calandria del segundo efecto.
- ✓ Separar el condensado de los gases incondensables.

El tanque de vacío está dimensionado para que el condensado ocupe el 50% de su volumen total una vez finalizada la práctica. Tiene las mismas dimensiones que el tanque de almacenamiento de solución inicial y solución final. Este

porcentaje bajo de ocupación tiene el objeto de evitar arrastre.

El tanque internamente, será similar al tanque de condensado.

3.2.9.4. Cálculo de la Bomba de Vacío.

Como se mencionó anteriormente, el enfriador de condensado está diseñado para bajar la temperatura del condensado a 40°C. El aire que lo acompaña también es sometido al proceso de enfriamiento, sin embargo, ya que es un mal conductor de calor, su temperatura varía entre la estipulada en la entrada y salida del condensado en el enfriador.

Cuando existe condensación por contacto directo con el agua de enfriamiento, el aire sale aproximadamente 3°C por arriba de la mezcla agua de enfriamiento - condensado [10]. Ya que el intercambio de calor que se aplica en el enfriador es por contacto

indirecto, se asume una temperatura de aproximación de 5°C , lo cual equivale a un incremento del 67%. Por lo tanto, la temperatura del aire a la bomba de vacío es de 45°C .

Cabe recalcar que la bomba de vacío deberá succionar el aire y el vapor de agua correspondiente a la temperatura del condensado en el tanque de vacío, teniendo así una mezcla vapor - aire.

Para calcular el caudal de succión de la bomba de vacío es necesario primeramente determinar el flujo másico del aire en la mezcla vapor - aire, para lo cual se consideran las fuentes más relevantes:

- i. Aire disuelto en el agua utilizada para la solución inicial.

Hugot [6] recomienda diferentes valores para la cantidad de aire disuelto en el agua, dependiendo de la fuente.

Para agua de ríos y estanques: 20 a 30 p.p.m.

Para torres de enfriamiento: 30 a 40 p.p.m.

Con el fin de ser conservadores se selecciona el promedio establecidos para torres de enfriamiento, es decir, 35 mg aire/kg agua. Por tanto:

$$m_{AA} = 0.035 \cdot m_{AE} \quad (\text{Ec. 3.83})$$

Donde:

m_{AA} es el aire disuelto en el agua que ingresa al sistema con la solución inicial, kg/h.

m_{AE} es el flujo del agua, kg/h.

Conociendo que el máximo flujo másico de agua evaporada es de 250 kg/h, el aire disuelto equivale a 0.00875 kg/h.

ii. Ingreso de aire por fugas en recipientes a vacío.

Peter Rein [10] recomienda que el aire ingresando al sistema por fugas en los recipientes a vacío sea igual a:

$$m_{AV} = 0.345 \cdot V \quad (\text{Ec. 3.84})$$

Siendo,

M_{AV} el aire que ingresa en el sistema por fugas, kg/h.

V es el volumen total de recipientes sometido a vacío, m^3 .

Conociendo que se tiene un volumen total sometido a vacío de 0.561 m^3 (ver tabla XXX), el flujo de aire es igual a 0.193 kg/h.

TABLA XXX

Recipiente	Volumen (m³)	Aire por fugas (kg/h)
Efecto No. 1	0.120	0.041
Efecto No. 2	0.120	0.041
Tanque de vacío	0.208	0.039
Tanque de condensado	0.114	0.072
TOTAL	0.561	0.193

INGRESO DE AIRE POR FUGAS EN RECIPIENTES QUE OPERAN CON VACÍO.

Sumando las dos fuentes de aire ($m_{AA}+m_{AV}$) da un flujo total a desalojar igual a 0.202 kg/h.

Calculado el aire, es necesario determinar la cantidad de vapor que lo acompaña utilizando la siguiente ecuación:

$$m_{Vapor} = m_{Aire} \times \frac{P.M._{Vapor}}{P.M._{Aire}} \times \frac{P_{Vapor}}{P_{Aire}} \tag{Ec. 3.90}$$

En la cual:

m_{vapor} es la masa de vapor en la mezcla air-vapor, kg/h.

m_{aire} es la masa de aire. Igual a 0.202 kg/h.

$P.M._{Vapor}$ y $P.M._{Aire}$ es el peso molecular del agua y del aire, 18 g/mol y 29 g/mol, respectivamente.

P_{Vapor} es la presión parcial del vapor a la temperatura del condensado, 9.6 KPa. Se considera igual que la temperatura del aire por fines conservadores.

P_{Aire} es la presión parcial del aire, definida como:

$$P_{\text{Aire}} = P_{\text{TOTAL}} - P_{\text{Vapor}} \quad (\text{Ec. 3.91})$$

Donde P_{TOTAL} es la presión del vacío máxima en el sistema, igual a 15.8 kPa.

De la ecuación Ec. 3.91 se obtiene una presión de 6.41 kPa para el aire.

Reemplazando los variables en la ecuación 3.90 se determina una masa de vapor igual a 0.187 kg/h.

Ya que las bombas de vacío son volumétricas, más no másicas, es necesario calcular el volumen total a succionar:

$$\dot{V}_{TOTAL} = \frac{83,14 \times \left(\frac{m_{Aire}}{P.M._{Aire}} + \frac{m_{Vapor}}{P.M._{Vapor}} \right) \times T}{P_{TOTAL}} \quad (\text{Ec. 3.92})$$

Reemplazando la temperatura de la mezcla “T” por 323 K (45 °C) y las variables calculadas, el volumen total es igual a 2.92 m³/h. Utilizando un factor de seguridad del 50%, da finalmente 4.37 m³/h (2.57 CFM).

NOTA: El motivo por el cual se utiliza un factor de seguridad tan alto es debido a que un leve aumento en la temperatura provoca un incremento considerable en el volumen total a desalojar.

Es importante considerar que al momento de arrancar el equipo, se encuentra a la presión atmosférica y debe llegar a la presión de trabajo en un tiempo operacionalmente aceptable. Siendo éste, el momento de mayor exigencia para la bomba de vacío, definiendo su capacidad

como caudal de succión, el cual se expresa como:

$$\dot{V}_{Succión} = 60 \times \frac{V_{TOTAL}}{t} \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad (\text{Ec. 3.93})$$

E

Especificando las variables:

P_1 es la presión atmosférica, 101.3 kPa.

P_2 es la presión de vacío máxima a levantar, 15.8 kPa.

t es el tiempo que se toma en ir de P_1 a P_2 .

Normalmente en la operación se considera entre 10 a 15 minutos. Se escoge 10 minutos.

Ello da un volumen de succión de la bomba de vacío equivalente a 6.2 m³/h.

3.2.10. Cálculo de Bombas de Proceso

Para dimensionar una bomba de transferencia se debe determinar su potencia requerida y la NPSH disponible del sistema.

Potencia real requerida:

La potencia teórica se define como:

$$h_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 + h_f \quad (\text{Ec. 3.94})$$

Donde:

h_p es la potencia requerida por la bomba expresada en metros del líquido de trabajo [13].

P_1 , P_2 son las presiones en el punto inicial (1) y final (2), respectivamente, en Pa.

V_1 , V_2 son las velocidades en el punto inicial (1) y final (2), respectivamente, en m/s.

Z_1 , Z_2 son las alturas en el punto inicial (1) y final (2), respectivamente, de acuerdo a un punto de referencia, en metros.

h_f son las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios, en metros de solución.

ρ es la densidad de la solución, en kg/m^3 .

g es la aceleración de la gravedad, en m/s^2 .

Para convertir la potencia teórica de metros a horse power, se utiliza la siguiente ecuación [13]:

$$P_{teórica} = \frac{\rho g h_p Q}{745.7} \quad (\text{Ec. 3.95})$$

Donde Q es el caudal en m^3/s .

Finalmente para obtener la potencia real, es necesario considerar la eficiencia mecánica de la bomba y eficiencia eléctrica del motor [13]:

$$\text{Potencia real} = \frac{\text{Potencia teórica}}{\text{Eficiencia mecánica} \times \text{Eficiencia eléctrica}} \quad (\text{Ec. 3.98})$$

En la cual,

Eficiencia mecánica es generalmente igual a 0.65 (65%).

Eficiencia eléctrica es generalmente igual a 0.95 (95%).

NPSH disponible del sistema:

$$NPSH_{Disponible} = \frac{P_a - P_v}{\rho g} - Z - h_f \quad (\text{Ec. 3.95})$$

Siendo,

NPSH disponible del sistema, expresada en metros [13].

P_a , la presión en el punto de referencia lado succión de la bomba, en Pascal (Pa).

P_v , la presión de vapor del líquido correspondiente a su temperatura al ingresar a la bomba, Pa.

Z , el diferencial de altura entre la succión del recipiente y la bomba, en metros.

h_f , las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios, en metros.

Las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios se define como:

$$\text{En tuberías} \quad h_{f_{tuberías}} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 3.96})$$

$$\text{En accesorios} \quad h_{f_{accesorios}} = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 3.97})$$

Donde:

f es el factor de fricción, adimensional (Ec. 3.74 y Ec. 3.75).

L es la longitud de la tubería, m.

D es el diámetro interior de la tubería, m.

g es la aceleración de la gravedad, m/s^2 .

K es la constante del accesorio, adimensional.

V es la velocidad del fluido en la tubería, m/s.

La NPSH disponible del sistema debe ser mayor y en peor de los casos igual a la NPSH requerida por la bomba. En caso de no cumplir la condición mencionada, la bomba corre el riesgo de entrar en cavitación o simplemente no bombear.

El equipo piloto consta de dos bombas, las cuales son:

Bomba No. 1: Está ubicada a la salida del segundo efecto, y tiene como fin bombear, en paralelo, la solución final al tanque y, en contracorriente, la solución al primer efecto.

Bomba No. 2: Cumple tres funciones: bombear la solución inicial al primer efecto (configuración paralela), bombear la solución inicial al segundo efecto (configuración contracorriente) y transportar la solución almacenada en el tanque de solución final al tanque de solución inicial con el fin de volver a repetir la práctica (configuración preparación).

3.2.10.1. Bomba No. 1.

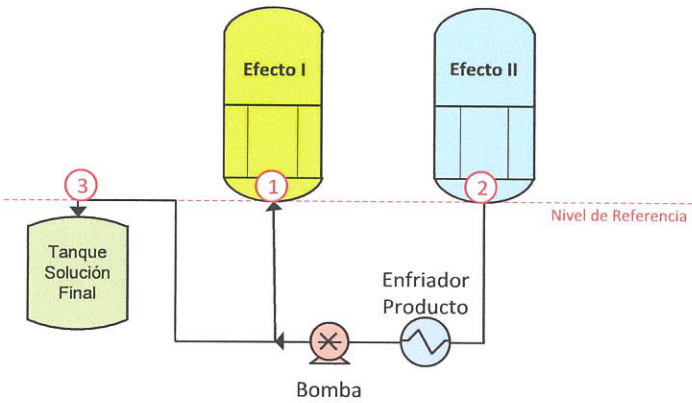


FIGURA 3.8. NIVEL DE REFERENCIA PARA BOMBA NO. 1.

En la figura 3.8 se muestra la bomba de transferencia a la salida del segundo efecto, de lo cual se destaca lo siguiente:

- ✓ Se observa que los puntos de referencia (1, 2 y 3) se encuentran al nivel de referencia, por tanto, $Z_1 = Z_2 = Z_3 = 0$.
- ✓ Las presiones de trabajo a escala absoluta son: $P_1 = 116,504.20 \text{ Pa}$, $P_2 = 15,996.0 \text{ Pa}$, $P_3 = 101,300.0 \text{ Pa}$.
- ✓ Ya que todos los diámetros de las tuberías que conectan los puntos de referencia son iguales, $V_1 = V_2 = V_3$.
- ✓ Se desprecian las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios por: longitudes de tubería cortas y velocidades bajas (0.22 m/s como promedio). De igual manera se considera despreciable la caída de presión en el enfriador de la solución final (ver tabla XXIV).

Definidos los parámetros mencionados, los resultados para cada solución de trabajo, en configuración paralela y contracorriente, son:

TABLA XXXI

Sólido en solución	Configuración	Potencia real (hp)	NPSH disponible (m)
Azúcar	Paralelo	0.008	1.20
	Contracorriente	0.013	1.20
Soda	Paralelo	0.008	1.20
	Contracorriente	0.013	1.20
Sal	Paralelo	0.008	1.20
	Contracorriente	0.014	1.20

NPSH DISPONIBLE EN EL SISTEMA Y POTENCIA REQUERIDA PARA LA BOMBA NO. 1.

Nota: Los valores presentados en la tabla cuentan con un factor de seguridad del 20%.

La bomba a seleccionar debe cumplir con las condiciones más exigentes que se presentan en el sistema, la cual es:

TABLA XXXII

Flujo máximo de trabajo (m³/h)	0.19
Temperatura máxima de trabajo (°C)	65.0
Presión recomendada de bombeo (kPa)	138.0
Densidad máxima de trabajo (kg/m³)	1129.0
Viscosidad (cp)	4.0
Potencia máxima requerida (hp)	0.014
NPSH mínimo requerido (m)	1.20

REQUERIMIENTOS A CUMPLIR PARA LA BOMBA NO. 1.

3.2.10.2. Bomba No. 2.

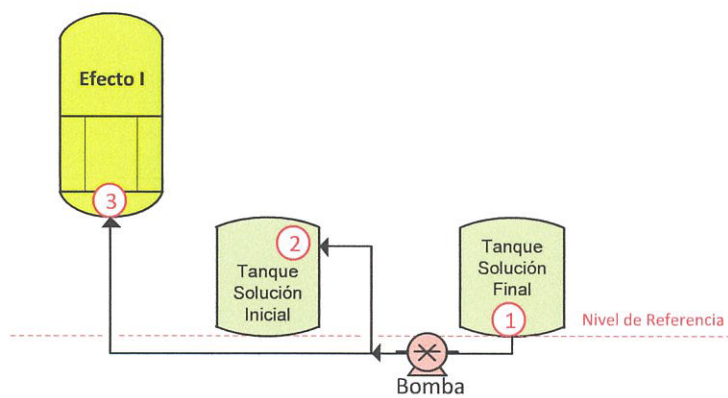


FIGURA 3.9. NIVEL DE REFERENCIA PARA BOMBA NO. 2.

En la figura 3.9, se detalla un diagrama sencillo del escenario de trabajo para la bomba no. 2, del cual se establece:

- ✓ De acuerdo al nivel de referencia utilizado, $Z_1 = 0$, $Z_2 = 1.0$ y $Z_3 = 1.5$ (en metros).

- ✓ Las presiones absolutas son: $P_1 = P_2 = 101,300.0 \text{ Pa}$ (atmosférico) y $P_3 = 116,504.2 \text{ Pa}$.
- ✓ Se desprecian las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios, dado a las velocidades bajas en la solución.

Mencionado lo anterior y utilizando las ecuaciones de cálculo, los requerimientos de potencia y NPSH requerido para la bomba, es:

TABLA XXXIII

Sólido en solución	Configuración	Potencia real (hp)	NPSH disponible (m)
Azúcar	Preparación	0.013	6.84
	Paralelo	0.007	7.78
Soda	Preparación	0.013	6.78
	Paralelo	0.007	7.83
Sal	Preparación	0.013	6.63
	Paralelo	0.007	6.67

NPSH DISPONIBLE EN EL SISTEMA Y POTENCIA REQUERIDA PARA LA BOMBA NO. 2.

Nota: Los valores presentados en la tabla cuentan con un factor de seguridad del 20%.

Luego de lo mencionado, la bomba debe cumplir con los siguientes parámetros:

TABLA XXXIV

Flujo máximo de trabajo (m³/h)	1.0
Temperatura máxima de trabajo (°C)	40.0
Presión recomendada de bombeo (kPa)	69.0
Densidad máxima de trabajo (kg/m³)	1140.0
Viscosidad (cp)	4.0
Potencia máxima requerida (hp)	0.013
NPSH mínimo requerido (m)	7.83

REQUERIMIENTOS A CUMPLIR PARA LA BOMBA NO. 2.

3.2.11. Análisis de Factibilidad del Sistema de Enfriamiento Actual en el LOPU

El sistema de enfriamiento, actualmente instalado, cuenta con una torre de enfriamiento y una bomba de recirculación para el agua, trabajando en un ciclo cerrado (ver figura 3.10). Los datos técnicos se encuentran en la tabla III.

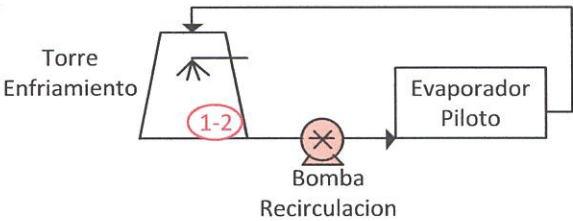


FIGURA 3.10. DIAGRAMA DE FLUJO TORRE DE ENFRIAMIENTO – EVAPORADOR PILOTO.

3.2.11.1. Torre de Enfriamiento

El flujo de agua a enfriar por la torre, de 35 °C a 30 °C, es equivalente a 9.5 m³/h. Siendo éste el requerimiento del evaporador piloto incrementado 10% (ver tabla XXXV).

Para poder cumplir con lo requerido la torre debe extraer 16 toneladas de refrigeración aproximadamente. Ya que está dimensionada para remover 30 toneladas de refrigeración, es satisfactoria para la operación.

3.2.11.2. Bomba de Recirculación

Para definir si la bomba es o no apta para el servicio en el evaporador piloto, se toman las siguientes consideraciones:

- ✓ Dado a que el agua de enfriamiento cumple un ciclo cerrado, torre de enfriamiento – equipo piloto, el punto inicial y final de referencia es la

descarga de la bomba. Por tanto, $P_1 = P_2$, y $Z_1 = Z_2 = 0$. Tal como se observa en la figura 3.10.

- ✓ Las pérdidas de energía por gradiente de velocidad se consideran despreciables dado a las bajas velocidades que se manejan en el sistema y sobre todo su baja incidencia en los cálculos.
- ✓ Las únicas caídas de presión en tuberías y accesorios consideradas son las existentes en los intercambiadores de calor. Los valores considerados son los más altos calculados, los cuales son:

TABLA XXXV

Equipos	Flujo volumétrico (m ³ /h)	Caída de presión (kPa)
Enfriador de producto	0.85	30.6
Condensador	7.43	0.6
Enfriador de condensado	0.40	10.8
TOTAL	8.67	41.9

RESUMEN DE FLUJOS Y CAIDAS DE PRESION EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Luego de lo mencionado, la bomba, debe cumplir con los siguientes parámetros:

TABLA XXXVI

Flujo máximo de trabajo (m ³ /h)	9.0
Temperatura máxima de trabajo (°C)	35.0
Densidad máxima de trabajo (kg/m ³)	1000.0
Viscosidad (cp)	0.80
Presión de bombeo recomendado (psi)	30
Potencia máxima requerida (hp)	0.150
NPSH mínimo requerido (m)	- 4.30

REQUERIMIENTOS A CUMPLIR PARA LA BOMBA DE RECIRCULACIÓN.

Como se observa en la tabla III, la bomba de recirculación cumple con los requerimientos establecidos para el equipo piloto en la tabla XXXVI. Por lo tanto, la bomba es satisfactoria para el servicio.

3.3 Accesorios e Instrumentos de Control

Los accesorios e instrumentos necesarios para el control, análisis y operación del evaporador piloto se detallan a continuación:

TABLA XXXVII

Ubicación	Mediciones	Accesorios e Instrumento de control
Solución en tuberías	Flujo	Rotámetro
	Presión	Manómetro y vacuómetro
	Temperatura	Termómetro
Evaporadores	Nivel de solución	Mirillas y tubovisor
	Presión	Vacuómetro
Tanques	Nivel	Tubovisor
Intercambiadores de calor	Presión	Manómetro y vacuómetro
	Temperatura	Termómetro
Bombas	Presión	Manómetro y vacuómetro

ACCESORIOS E INSTRUMENTOS DE CONTROL REQUERIDOS PARA LA OPERACIÓN Y ESTUDIO DEL EQUIPO.

CAPITULO 4

4. SELECCIÓN DE EQUIPOS Y MATERIALES A EMPLEARSE

El metal más utilizado en los equipos de evaporación es el acero. Dado a que se destina para diversos usos, existen dos grandes familias: aceros al carbono y los aceros aleados [14].

La American Iron and Steel Institute (AISI) define a los aceros al carbón como aquellos aceros en los que: no hay contenido de cromo, cobalto, molibdeno, níquel, niobio, titanio, tungsteno, vanadio, circonio, o cualquier otro elemento que se añada para obtener un efecto deseado en una aleación, cuando el contenido mínimo especificado para el cobre no sea superior al 0.40%, o cuando el contenido máximo especificado de los siguientes elementos no sea superior a los indicados: 1.65% de magnesio, 0.60% de silicio y 0.60% de cobre [14].

Todos aquellos aceros que no entran en la denominación de aceros al carbón, se denominan aceros aleados. Dentro de los aceros aleados se encuentran los aceros inoxidable, que se caracterizan por tener un contenido mínimo del 10% de cromo en masa.

Existen 5 tipos de aceros inoxidable: austeníticos, ferríticos, martensíticos, precipitación-endurecimiento martensítico y dúplex [14].

Los aceros inoxidable austeníticos, o aceros serie 300, corresponden al 70% de la producción total, siendo de igual manera, los más utilizados en la industria de procesos químicos y de alimentos, dado a su bajo costo, alta resistencia a la corrosión y propiedades inocuas [14].

Seleccionado el material inoxidable para los recipientes a presión y componentes, que constituyen el evaporador piloto, es necesario determinar los espesores de acuerdo a la geometría, y condiciones de trabajo.

✓ Condiciones de trabajo

En cuanto a condiciones de trabajo, el evaporador piloto se encuentra a condiciones atmosféricas, dentro de un galpón, por lo cual, no está en contacto con la intemperie.

La temperatura de trabajo varía en cada recipiente, por lo tanto, debe ser tomada en cuenta ya que afecta las propiedades mecánicas del material.

En cuanto a la presión, es recomendable diseñar un recipiente y componentes para trabajar a una presión superior a la de operación, para lo cual, la presión de diseño debe ser 30 psi o 10% superior a la presión de trabajo, la que sea mayor [15].

Existen dos tipos de presión: presión interna y externa. Presión interna se denomina a toda presión que se encuentra por arriba de la presión atmosférica y presión externa a aquellas presiones que están por debajo de la presión atmosférica.

✓ Geometría

Las formas geométricas que constituyen los recipientes a presión son: cilindros y secciones cónicas para el cuerpo, y cabezas elipsoidales para las tapas.

A continuación se detallan las ecuaciones para calcular los espesores de acuerdo a las formas mencionadas y el tipo de presión aplicada [15]:

a) Presión interna

Cilindro:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

t : espesor, en pulgadas.

P: presión máxima de trabajo, en psig.

R: radio interno del cilindro, en pulgadas.

S: esfuerzo de material, depende de la temperatura (psi).

E: eficiencia de la junta utilizada, en fracción porcentual.

Se establece en la norma ASME UW-12. Se selecciona soldadura tipo 3 y eficiencia de junta no examinada equivalente a 0.60.

Sección cónica:

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Donde D es el diámetro interior de la circunferencia mayor y α es el ángulo formado entre circunferencia mayor y menor.

Cabeza elipsoidal 2:1

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Ecuación válida para cabezas elipsoidales donde la relación del eje mayor al eje menor es de 2 a 1.

b) Presión externa

Cilindro

$$P = \frac{4B}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Siendo:

P, presión máxima de trabajo (psig).

D_o, diámetro exterior del cilindro (pulgadas).

t, espesor de la plancha que conforma el cilindro (pulgadas).

B, variable a determinar.

El procedimiento para determinar el espesor, siempre en cuanto

$D_o/t \geq 10$, se detalla a continuación:

Suponer un valor inicial de t y determinar los valores de D_o/t y L/D_o . Donde L es la longitud del cilindro.

i. En la figura 4.1, encontrar el valor del factor A.

- ii. Utilizando la figura 4.2, encontrar el valor de B intersectando el valor de A con la temperatura de trabajo.
- iii. Reemplazar las variables en la ecuación Ec. 4.4.
- iv. En caso de que la presión de diseño sea diferente a la presión máxima de trabajo calculada, se debe repetir el procedimiento asumiendo un nuevo espesor.

En caso de tener un valor A que caiga a la izquierda de las líneas de temperatura en la figura 4.1, el valor de la presión se calcula con la fórmula siguiente:

$$P = \frac{2AE}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Siendo “E” el módulo de elasticidad del material en psi.

40

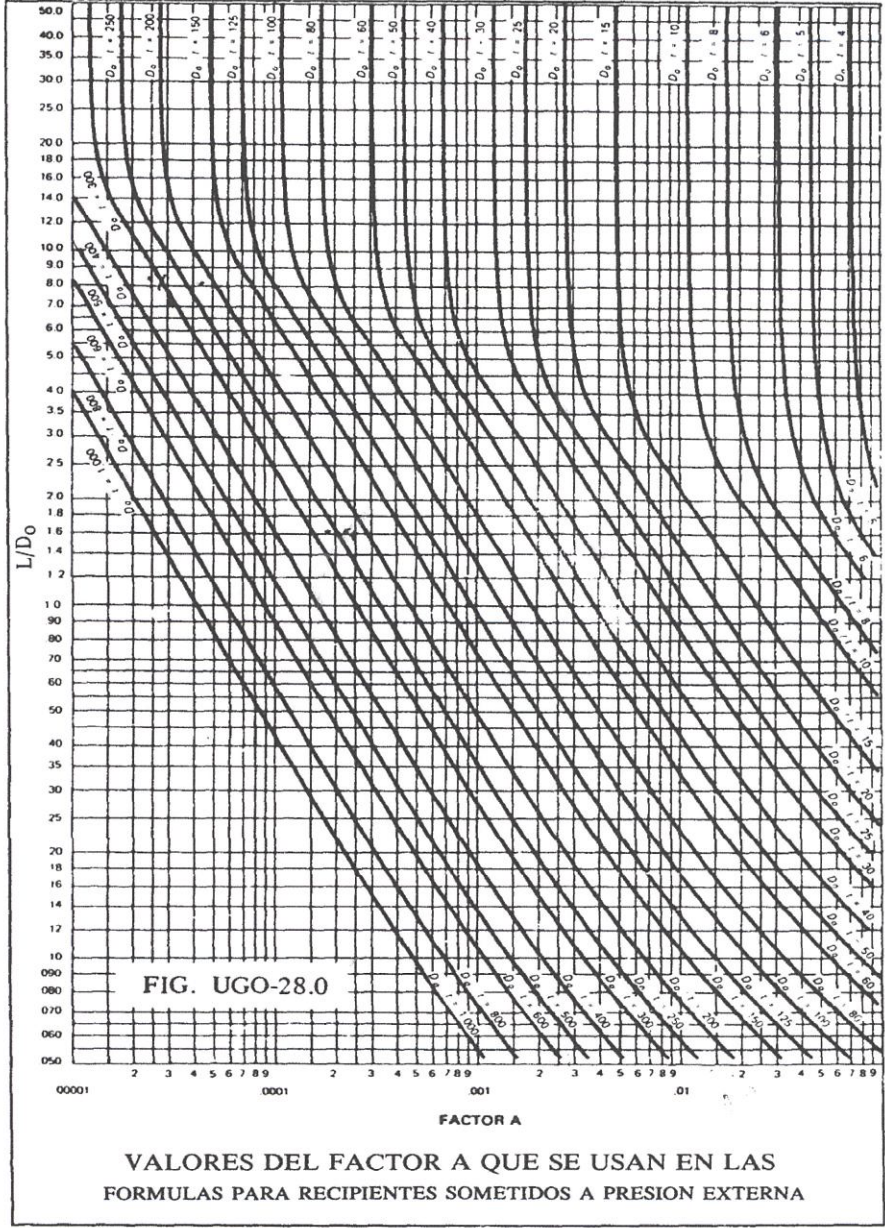


FIGURA 4.1. GRÁFICA PARA FACTOR “A” EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA.

Fuente: Eugene Megyesi, *Manual de Recipientes a Presión: Diseño y Cálculo*, versión española, Ed. LIMUSA, 1992.

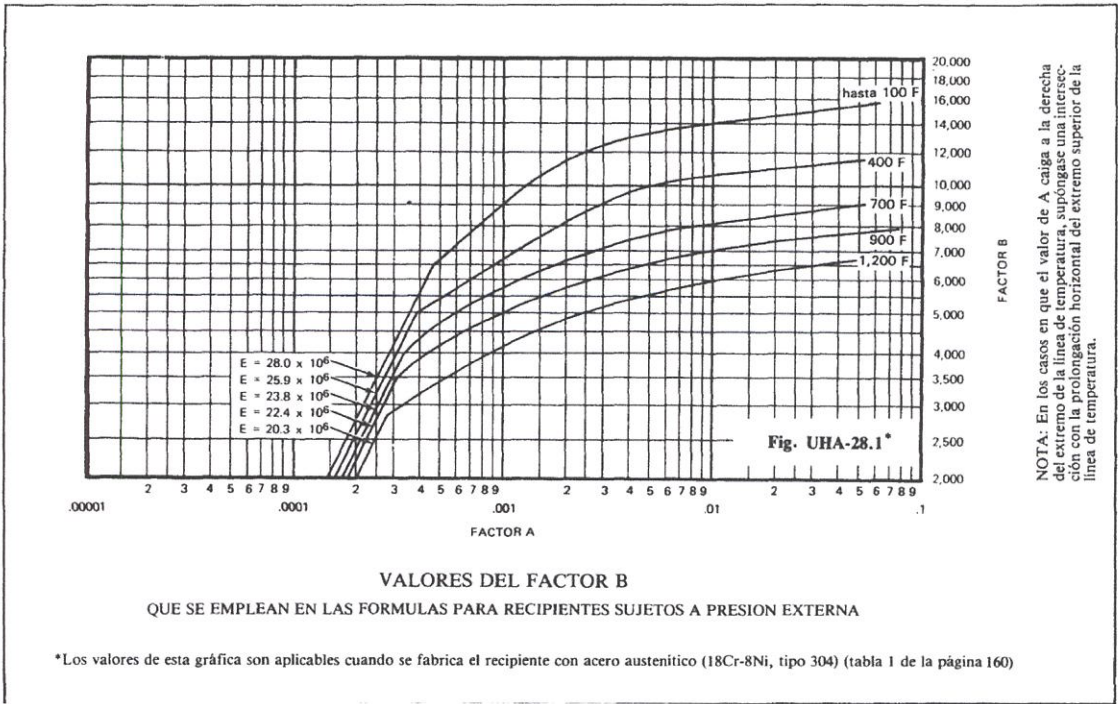


FIGURA 4.2 GRÁFICA PARA FACTOR “B” EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA.

Fuente: Eugene Megyesy, *Manual de Recipientes a Presión: Diseño y Cálculo*, Versión española, Ed. LIMUSA, 1992.

Sección cónica:

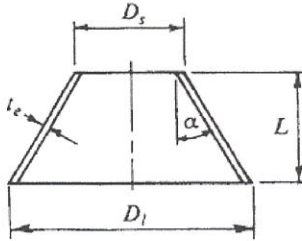


FIGURA 4.3. SECCIÓN CÓNICA.

Fuente: Eugene Megyesy, *Manual de Recipientes a Presión: Diseño y Cálculo*, versión española, Ed. LIMUSA, 1992.

El procedimiento de cálculo para el espesor de la sección cónica es el mismo descrito para el cilindro, a excepción que se reemplaza el espesor por espesor efectivo y longitud de la sección por longitud equivalente.

Longitud equivalente $L_e = \left(\frac{L}{2} \right) \times \left(1 + \frac{D_s}{D_l} \right)$ (Ec. 4.6)

Espesor efectivo $t_e = t \cos \alpha$ (Ec. 4.7)

En la ecuación Ec. 4.5 se reemplaza el factor D_o/t por D_o/t_e .

Cumpliendo con la condición que: $D_o/t_e \geq 10$ y $\alpha \leq 60^\circ$.

Cabeza elipsoidal 2:1

El espesor requerido será el mayor de los dos siguientes espesores:

- Calcular espesor con la ecuación Ec. 4.2 usando una presión equivalente a 1.67 veces la presión externa máxima de trabajo y una eficiencia de juntas igual a 1.

- Utilizar la ecuación:

$$P = \frac{B}{\left(\frac{R_o}{t} \right)} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Donde $R_o = 0.9 D_o$ y B determinada como para una esfera, el procedimiento de cálculo es:

- i. Suponer un espesor y calcular el valor de A, siendo $A = 0.0125/(R_o/t)$.
- ii. Utilizando la figura 4.2, encontrar el valor de B intersectando el valor de A con la temperatura de trabajo.
- iii. Reemplazar las variables en la ecuación Ec. 4.4.
- iv. En caso de que la presión de diseño sea diferente a la presión máxima de trabajo calculada, se debe repetir el procedimiento asumiendo un nuevo espesor.

En caso de tener un valor A que caiga a la izquierda de las líneas de temperatura en la figura 4.1, el valor de la presión se calcula con la fórmula siguiente:

$$P = \frac{0.0625 E}{\left(\frac{R_o}{t} \right)^2} \quad (\text{Ec. 4.5})$$

4.1 Unidad de Evaporación

Con la finalidad de disponer de una unidad de evaporación didáctica de gran duración, se escoge como material de construcción, el acero inoxidable austenítico de acuerdo a las especificaciones ASTM A240 grado 304. A la temperatura de trabajo máxima de los evaporadores, el esfuerzo de material seleccionado ("S") es igual a 29,994 psi y el módulo de elasticidad ("E") equivale a 27×10^6 psi.

Para el análisis de espesores se dividió el evaporador en tres secciones: calandria, cuerpo y separador de arrastre.

a) Calandria

La calandria está compuesta por una pared cilíndrica y los cabezales de los tubos o espejos. Por lo cual:

- ✓ Luego de llevar a cabo los cálculos de espesores, es necesario una plancha de 3 mm. para el cuerpo cilíndrico, a lo cual se le adiciona un factor de seguridad por corrosión de 1.5 mm. (1/16") exigida por la norma TEMA Sección 5, teniendo finalmente una plancha de 5 mm.

- ✓ Para los cabezales de los tubos, la norma TEMA Sección 5 exige que el espesor no debe ser menor a $\frac{3}{4}$ " para tubos expandidos, por tanto, se selecciona un espesor de 20mm., de acuerdo a lo que se encuentra en el mercado. Se deja la libertad que los tubos sean soldados o expandidos a los espejos.

- ✓ Según la norma TEMA sección 5, el diámetro de los orificios para los tubos en el cabezal deben exceder 1/64 de pulgada con respecto al diámetro exterior del tubo.

- ✓ Los tubos de intercambio de calor son de 15 mm. D.N., cédula 10, AISI 304.

b) Cuerpo

El cuerpo del evaporador está conformado por: el fondo, la cámara de evaporación y el domo.

El espesor seleccionado para cada uno de ellos es de 5mm., considerado el factor por corrosión.

c) Separador de Arrastre

Ya que el separador de arrastre son simplemente tuberías que servirán para direccionar el flujo de vapor que se desprende de la solución, una plancha de 3mm. de espesor es suficiente, sin embargo se selecciona un espesor de 5 mm., con la finalidad de tener un espesor estándar en el evaporador.

d) Bridas

Para facilidad de montaje y revisión la calandria, ésta se unirá con el fondo y la cámara de evaporación mediante bridas. Conociendo que el diámetro exterior de las secciones mencionadas es de 467 mm., las dimensiones de las bridas y los pernos se detallan en la tabla XXXVIII.

TABLA XXXVIII

Diámetro interior (mm.)	457.2
Diámetro exterior (mm.)	566.1
Diámetro en corona para ubicación de pernos (mm.)	530.6
Diámetro de orificios para pernos (mm.)	19.1
Diámetro de pernos (mm.)	16.0
No. de pernos	12
Espesor de la brida (mm.)	6.0

DIMENSIONES DE BRIDAS PARA EL EVAPORADOR.

4.2 Tuberías y Accesorios

Todos las tuberías y accesorios de interconexión son de material acero al carbón, de acuerdo a las especificaciones ASTM A53 y ASTM A105, respectivamente.

Tuberías y accesorios en la solución, condensados y agua de enfriamiento:

- a) Todas las tuberías y accesorios son de espesor cédula 40, roscado.
- b) Las válvulas utilizadas son:
 - ✓ De esfera y compuerta: Para direccionar el flujo según sea la configuración de trabajo, en paralelo o contracorriente.
 - ✓ Aguja: Son las válvulas más utilizadas en los procesos en que se necesita regular el flujo con mayor precisión. Debe ser de punta reguladora. Se utilizan para la entrada y salida de la solución en los dos efectos.

Vapor:

- a) Debe haber una estación reductora para el vapor que proviene del caldero. Los elementos que constituyen una estación, recomendada por Spirax Sarco, se detallan en la figura 4.4.

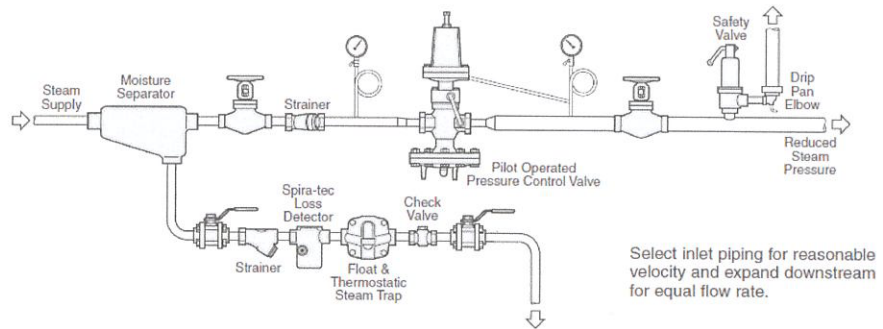


FIGURA 4.4. DISEÑO DE UNA ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN PARA VAPOR

Fuente: Spirax Sarco, Design of fluid systems, Siprox Sarco Inc, USA, 2004.

Para el equipo piloto, no se colocará la válvula de seguridad y el sensor de fugas para trampas ("Spira-tec").

La válvula de seguridad dado a que no hay problemas de sobrepresión por parte del caldero, ni la posibilidad de ejercer contrapresión a otros equipos en línea. De igual manera el sensor de fugas para trampas dado a que los flujos manejados son despreciables y no existe la finalidad de generar algún ahorro de vapor.

- b) Las trampas de vapor son tipo termodinámicas, las cuales son las utilizadas cuando existen flujos bajos.
- c) Los filtros para vapor son en "Y" y deben tener un mesh mínimo de 20.

- d) Las válvulas son de compuerta, roscadas, ANSI 150, asiento metal – metal.
- e) Los manómetros deben estar conectados al sistema con un tubo “rabo de cochino”.

4.3 Bombas de Proceso y de Recirculación

En cuanto a las bombas, se define lo siguiente:

- ✓ El material de las partes y piezas de la bomba deberán ser recomendadas por el fabricante seleccionado, en base a las condiciones de trabajo.
- ✓ La bomba de recirculación, ya instalada, es de acero al carbón, el cual cumple con los requerimientos para el trabajo que desempeña.

4.4 Recipientes

4.4.1 Tanques de Almacenamiento

El tanque de solución inicial, cuya temperatura máxima de trabajo es 31°C, el material seleccionado es plástico PVC.

Para el tanque de solución final, la temperatura máxima de trabajo es 100°C, por lo tanto, es de acero inoxidable AISI 304, 3mm. de espesor y consta de un serpentín enfriador de bronce. Ambos tanques se encuentran a la presión atmosférica.

4.4.2 Tanques de Proceso

El metal seleccionado es el acero inoxidable, AISI 304.

Utilizando las ecuaciones para determinar los espesores, se calculan espesores menores a 3 milímetros. Sin embargo, la norma ASME código UG-16 [3.15] establece que el espesor mínimo requerido para soldar es de 1/16 de pulgada, al cual, incorporándole el factor de seguridad por corrosión para aceros aleados (Norma TEMA Sección 5), da finalmente 1/8 de pulgada o 3 mm.

4.5 Intercambiadores de Calor

4.5.1 Intercambiadores Doble Tubo

Los intercambiadores de calor doble tubo, enfriador de solución final y enfriador de condensado, constarán de los

siguientes materiales: para el tubo interno es acero inoxidable grado 304 (ASTM A312) y para el tubo externo es acero al carbón (ASTM A53).

El motivo por el cual se escoge el material de acero al carbón para el tubo externo es debido a que es más económico, y en caso de observarse alguna perforación puede cambiarse fácilmente.

4.5.2 Condensador de Vacío

El condensador de vacío es un intercambiador de calor tubo y coraza, por lo cual, se debe regir a las normas de construcción TEMA, estableciendo lo siguiente:

- ✓ Se clasifica el intercambiador como clase B, establecida para el manejo de productos químicos.
- ✓ La nomenclatura del modelo del intercambiador seleccionado es NEN.

Calandria:

- ✓ El pitch mínimo debe ser 1.25 veces el diámetro exterior de los tubos.

Se define un pitch de 1.25.

- ✓ Acero inoxidable, grado 304, es el material escogido para construcción, tanto para coraza como tubos.
- ✓ El espesor del cabezal de tubos no debe ser menor a $\frac{3}{4}$ " para tubos expandidos.

Se selecciona un espesor de 20 mm., dejando la libertad que sean los tubos soldados o expandidos.

- ✓ Los huecos para los tubos en espejo deben exceder $\frac{1}{64}$ " con respecto al diámetro exterior del tubo.

Coraza:

- ✓ El espesor de la coraza mínimo requerido es de $\frac{1}{8}$ de pulgada (3mm.) (ver Tabla XXXIX).

TABLA XXXIX

Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8 - 12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13 - 23	(330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8	(3.2)
24 - 29	(610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16	(4.8)
30 - 39	(762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4	(6.4)
40 - 60	(1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
61 - 80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81 - 100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

**ESPEORES MÍNIMOS REQUERIDOS PARA CORAZAS EN
INTERCAMBIADORES DE CALOR TUBO Y CORAZA.**

Fuente: TEMA, Table CB – 3.13, New York, USA, 1999.

Se selecciona un espesor de 3mm.

Carretes:

- ✓ La mínima profundidad de los carretes del intercambiador debe ser igual a la suma del área de flujo de todos los tubos en un paso.

Se define una profundidad de 70 mm.

- ✓ El espesor del carrete no debe ser menor que el espesor de la coraza.

Ya que la coraza es de 3mm., el espesor seleccionado para el carrete es el mismo.

- ✓ Los platos de partición en el carrete no debe ser menor $\frac{1}{4}$ de pulgada.

Se selecciona 6mm.

- ✓ Para el manejo de presiones de 300 psi en adelante, se exigen ranuras en el espejo para el sello con los platos de particiones con un mínimo de $\frac{3}{16}$ de pulgada (5mm.).

Ya que la presión del agua de enfriamiento máxima es la establecida por el fabricante de la bomba, 45 psi, se escogen ranuras de 1 mm.. Las ranuras irán en los cabezales de los tubos. Los platos de partición son rectangulares (162.5 x 70 mm.), espaciados a 120 grados entre sí.

Bridas:

- ✓ Las bridas que unirán los carretes con la coraza en el intercambiador tienen las siguientes dimensiones:

TABLA XL

Diámetro interior (mm)	335.0
Diámetro exterior (mm)	414.0
Diámetro en corona para ubicación de pernos (mm)	375.0
Diámetro de orificios para pernos (mm)	19.1
Diámetro de pernos (mm)	16
No. de pernos	14
Espesor de la brida (mm)	20

DIMENSIONES DE BRIDAS PARA EL CONDENSADOR DE VACÍO.

Conexiones para instrumentos análogos:

- ✓ Se utilizan conexiones para los medidores de presión y temperatura de 15mm. NPT.

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- a) El diseño de la unidad didáctica de evaporación ha sido realizado utilizando literatura comprobada luego de más de 40 años de aplicación industrial, lo cual asegura que su funcionalidad y desempeño para los fines pertinentes.
- b) El tamaño y capacidad de los recipientes y equipos va de acuerdo a las necesidades y requerimientos para fines didácticos. Acomodándose a la capacidad de los servicios básicos que se encuentran en el LOPU.
- c) La versatilidad de escenarios de trabajo y operación del equipo, garantiza una formación óptima para los estudiantes.
- d) La construcción del evaporador piloto propone futuros proyectos de tesis para estudiantes, al igual que investigaciones: comportamiento de diversos fluidos, desarrollo de ecuaciones, etc.

desplazamiento positivo. Por seguridad se debe colocar un bypass desde la línea de descarga hacia la succión de la bomba. El bypass tiene como objetivo: proteger la integridad del equipo y dosificar hacia el proceso la cantidad de solución que se requiere.

- Las planchas y elementos inoxidables que componen los tanques y evaporadores deben ser soldadas con un equipo SMAW, con cordones A.W.S. E-308L-16 de 3/32" de diámetro. El amperaje para soldar debe estar entre 55-70 de preferencia. También puede usarse un cordón con un máximo de 1/8" de diámetro.
- Las válvulas para direccionar flujos deben ser de tipo bola; tipo compuerta para manejar vapor y gases; y tipo aguja para la dosificación del alimento a los evaporadores. Se pueden instalar, como alternativa a las válvulas de aguja, válvulas tipo globo.

d) Instrumentos de medición y control

- Los termómetros deben ser instalados de preferencia con un termopozo.
- Los medidores de presión deben estar conectados a las tuberías mediante una válvula para que pueda ser retirado durante la operación en caso que se requiera. Los manómetros para el vapor deben estar conectados con un rabo de cochino.

- Las mirillas y tubos visores de nivel deben ser de borosilicato, para altas temperaturas. Dichos tubos deben ser de $\frac{1}{2}$ " o $\frac{3}{4}$ " de diámetro, conectado al equipo mediante válvulas angulares. En cuanto a las mirillas, las más pequeñas en el mercado son de 4" de diámetro y $\frac{3}{4}$ " de espesor, y deben ir bridadas al evaporador.
- Los medidores de flujo deben ser rotámetros, tipo fotador, con lectura de 0 a 10 L/min.

Para conocer los rangos de operación y las condiciones de trabajo de los instrumentos de medición, revisar listado en Apéndice B2.

APÉNDICES

APÉNDICE A

APÉNDICE A1

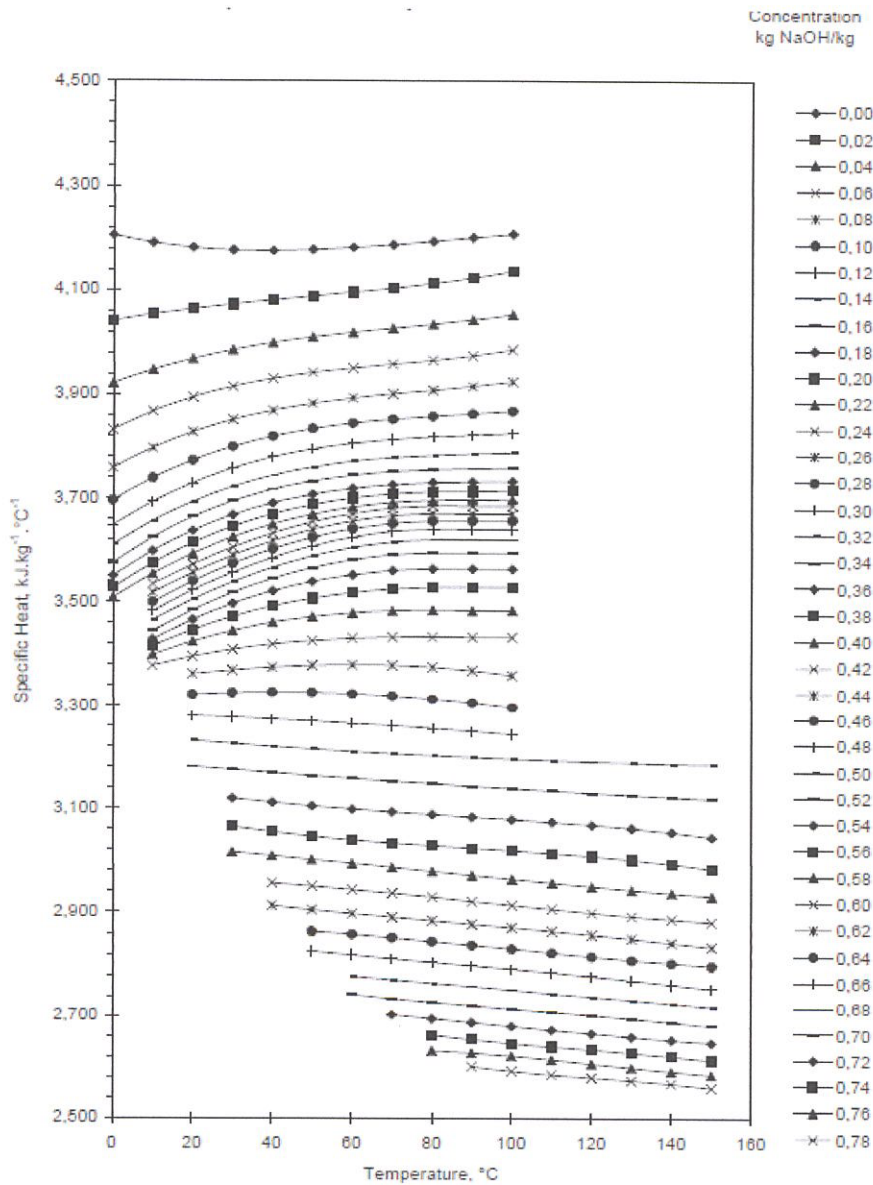
Densidad y viscosidad del agua en función de la temperatura

Temperatura °C	Densidad (gr/cm ³)	Viscosidad Cinematica
0	0.99987	1.7923
1	0.99993	1.7321
2	0.99997	1.6741
3	0.99999	1.6193
4	1.00000	1.5676
5	0.99999	1.5188
6	0.99997	1.4726
7	0.99993	1.4288
8	0.99988	1.3874
9	0.99981	1.3479
10	0.99973	1.3101
11	0.99963	1.2740
12	0.99952	1.2396
13	0.99940	1.2068
14	0.99927	1.1756
15	0.99913	1.1457
16	0.99897	1.1168
17	0.99880	1.0888
18	0.99862	1.0618
19	0.99843	1.0356
20	0.99823	1.0105
21	0.99802	0.9863
22	0.99780	0.9629
23	0.99757	0.9403
24	0.99733	0.9186
25	0.99707	0.8975
26	0.99681	0.8774
27	0.99654	0.8581
28	0.99626	0.8394
29	0.99597	0.8214
30	0.99568	0.8039
31	0.99537	0.7870
32	0.99505	0.7708
33	0.99473	0.7551
34	0.99440	0.7398
35	0.99406	0.7251
36	0.99371	0.7109
37	0.99336	0.6971
38	0.99299	0.6839
39	0.99262	0.6711

Fuente: Tratamiento de Aguas Residuales, G. Rivas Miljares, 1976

APÉNDICE A2

Calor específico de una solución NaOH-Agua



Fuente: Solvay Chemicals International

APÉNDICE A3

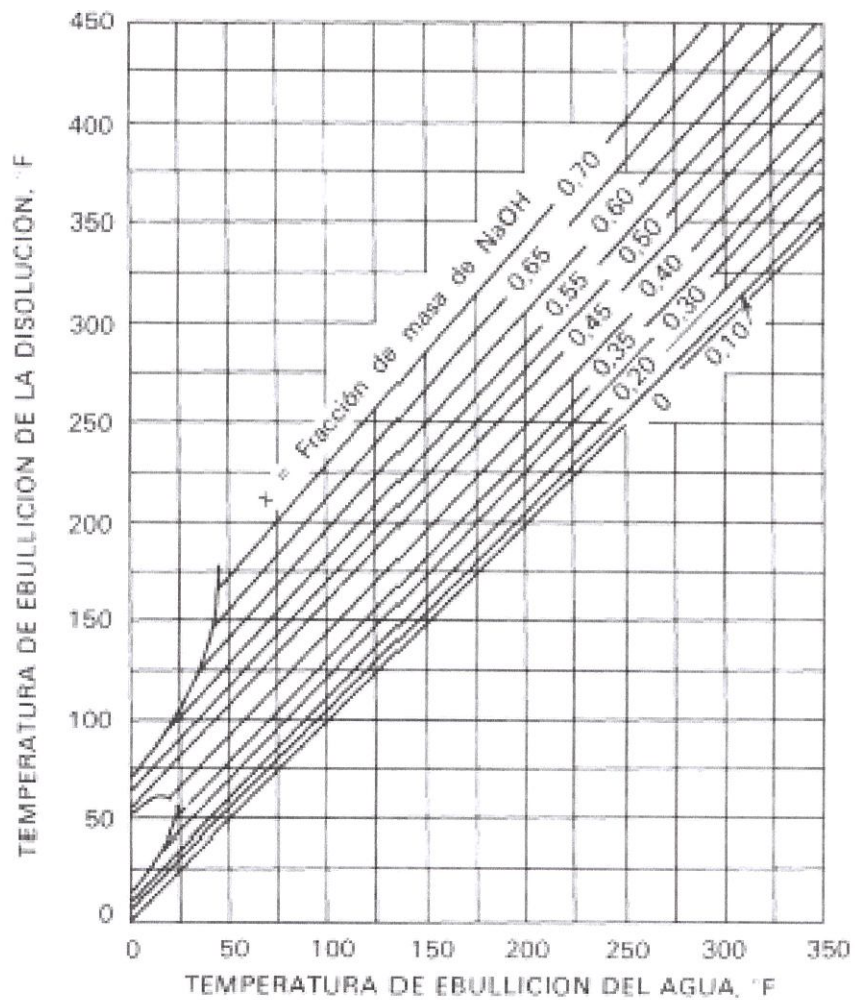
Viscosidad de una solución NaOH-Agua

Viscosity of Aqueous Solutions of NaOH, mPa.s									
Concentration, kg NaOH/kg	Temperature, °C								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,00	0,97	0,78	0,64	0,54	0,46	0,4	0,35	0,315	0,28
0,05	1,31	1,03	0,83	0,69	0,58	0,5	0,43	0,375	0,33
0,10	1,86	1,43	1,14	0,93	0,78	0,66	0,55	0,47	0,4
0,15	2,78	2,07	1,62	1,31	1,08	0,9	0,73	0,62	0,51
0,20	4,43	3,17	2,43	1,93	1,57	1,26	1,03	0,84	0,68
0,25	7,45	5,15	3,76	2,87	2,26	1,8	1,44	1,16	0,94
0,30	12,6	8,43	5,99	4,38	3,28	2,55	2,02	1,62	1,28
0,35	21,6	13,4	9,23	6,41	4,71	3,57	2,79	2,2	1,75
0,40	38,1	21,8	13,5	9	6,36	4,76	3,69	2,89	2,29
0,45	68	32,8	18,9	12,1	8,37	6,13	4,62	3,63	2,85
0,50	120	47,7	25,5	15,8	10,4	7,6	5,6	4,36	3,41

Reference : Caustic Soda - SOLVAY Technical and Engineering Service, Bulletin N° 6 (1967)

APÉNDICE A4

Líneas de Dühring para una sistema NaOH-Agua.



Fuente: W. L. McCabe, J. C. Smith, and P. Harriot, Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, cuarta edición en español ed. España: McGraw-Hill, 1999.

APÉNDICE A5

Viscosidad dinámica de una solución salina a diversas presiones y temperaturas, y a concentración constante.

DYNAMIC VISCOSITY OF SODIUM CHLORIDE SOLUTIONS

CONCENTRATION = 1.5 MOL/KG

PRESSURE, MPa:	p*	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0
TEMPERATURE, C	VISCOSITY, MICRO PA S							
20.0	1143.5	1144.1	1144.7	1145.3	1145.9	1146.5	1147.1	1147.7
25.0	1020.5	1021.5	1022.5	1023.4	1024.4	1025.4	1026.4	1027.3
30.0	918.0	919.2	920.4	921.6	922.8	924.1	925.3	926.5
35.0	831.4	832.8	834.2	835.6	837.0	838.4	839.8	841.2
40.0	757.7	759.1	760.6	762.1	763.6	765.1	766.7	768.2
45.0	694.2	695.8	697.3	698.9	700.5	702.0	703.6	705.2
50.0	639.3	640.8	642.4	644.0	645.6	647.2	648.8	650.4
55.0	591.2	592.8	594.4	596.0	597.6	599.3	600.9	602.5
60.0	549.0	550.6	552.2	553.8	555.4	557.0	558.6	560.2
65.0	511.6	513.2	514.8	516.4	518.0	519.6	521.2	522.8
70.0	478.4	479.9	481.5	483.1	484.7	486.2	487.8	489.4
75.0	448.6	450.2	451.7	453.3	454.9	456.4	458.0	459.5
80.0	421.9	423.5	425.0	426.5	428.1	429.6	431.1	432.7
85.0	397.9	399.4	400.9	402.4	403.9	405.4	406.9	408.5
90.0	376.1	377.5	379.0	380.5	382.0	383.5	385.0	386.5
95.0	356.3	357.7	359.2	360.7	362.1	363.6	365.1	366.6
100.0	338.2	339.7	341.1	342.6	344.0	345.5	346.9	348.4
105.0	321.8	323.2	324.6	326.0	327.5	328.9	330.4	331.8
110.0	306.7	308.1	309.5	310.9	312.3	313.8	315.2	316.6
115.0	292.8	294.2	295.6	297.0	298.4	299.8	301.2	302.7
120.0	280.0	281.4	282.8	284.2	285.6	287.0	288.4	289.8
125.0	268.3	269.7	271.1	272.4	273.8	275.2	276.6	278.0
130.0	257.5	258.8	260.2	261.6	263.0	264.3	265.7	267.1
135.0	247.5	248.8	250.2	251.5	252.9	254.3	255.7	257.0
140.0	238.2	239.5	240.9	242.3	243.6	245.0	246.3	247.7
145.0	229.6	230.9	232.3	233.7	235.0	236.4	237.7	239.1
150.0	221.7	223.0	224.3	225.7	227.0	228.4	229.7	231.0

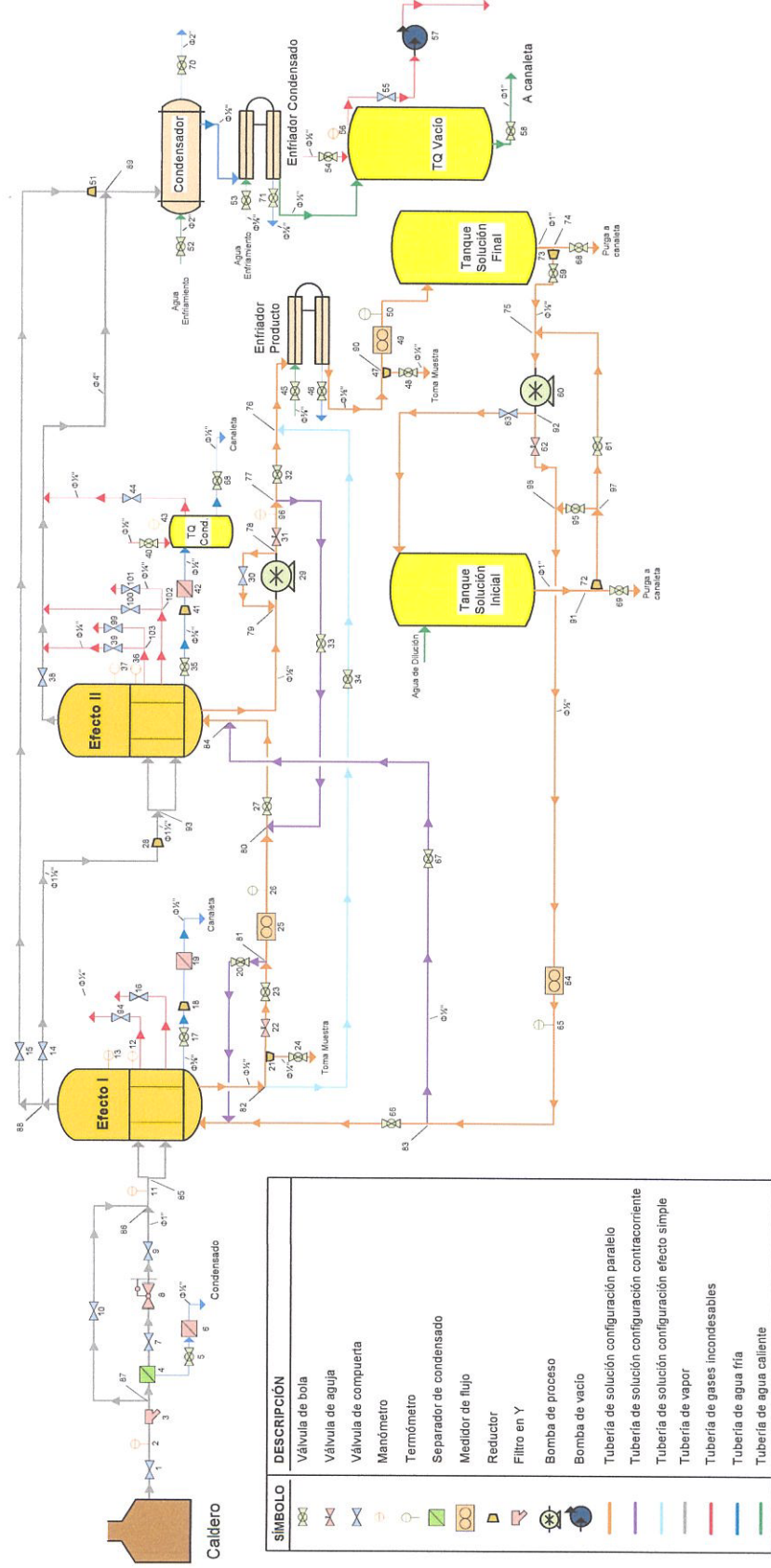
p* IS EQUAL TO 0.1 MPa OR THE VAPOR PRESSURE WHICHEVER IS HIGHER.

Fuente: J. Kestin, H. Khalifa, and R. Correia, Division of Engineering, Brown University, USA.

APÉNDICE B

APÉNDICE B1

Diagrama de flujo del evaporador piloto doble efecto



NOTA: El diagrama de flujo es una guía para la comprensión del sistema, más no representa la cantidad ni distribución real de artículos y materiales requeridos en la instalación.

APÉNDICE B2

Descripción de materiales.

Artículo	Descripción
Válvula de compuerta	Ø1/4" – Ø2": Material bronce, c/rosca, ANSI 150, de acuerdo a norma ASTM B61. Ø4": Material acero al carbón, c/brida, ANSI 150, de acuerdo a norma ASTM A105.
Válvula de bola	Material bronce, c/rosca, ANSI 150, de acuerdo a norma ASTM B61.
Válvula de aguja	Con punta reguladora, Material: bronce, c/rosca, ANSI 150, de acuerdo a norma ASTM B61.
Manómetro	Bimetálico con termopozo, rango: 0-100 psig.
Termómetro	Bimetálico con termopozo, rango: 0-100 °C.
Vacuómetro	Bimetálico con termopozo, conexión 1/2" NPT, rango: 0-100 psig escala presiones positivas, 30-0 inHg escala presiones negativas.
Filtro en Y	Cuerpo acero al carbón ASTM A216 WCB, malla inoxidable 50 mesh.
Reducción	Reducción concéntrica, Material: acero al carbón ASTM A105, c/rosca, ANSI 150.
Bomba de proceso	Bomba dosificadora, Material de carcaza y accesorios metálicos: 316 SS de preferencia, especificaciones técnicas requeridas: estipuladas en tablas: XXXIII y XXXIV.
Bomba de vacío	Material de carcaza y accesorios metálicos: 316 SS de preferencia, caudal de succión 6.2 m ³ /h.
Medidor de flujo	Tipo flotador, escala: 0-500 kg/h, temperatura del fluido: 105°C.
Separador de condensado	Ø1", c/rosca, ANSI 150, tipo ciclón, drenado Ø1/2", cuerpo de hierro fundido ASTM A536.
Trampa para vapor	Tipo termodinámica, material: acero al carbón ASTM A105, ANSI 150, c/rosca.
Válvula reductora de presión	Material: bronce, c/rosca, ANSI 150, de acuerdo a norma ASTM B61.

APÉNDICE C

APÉNDICE C1

Manual de operación para arranque del evaporador piloto.

(Referenciar numeraciones al diagrama de flujo en Apéndice B1)

A. Trabajando como doble efecto

- 1) Cerciorarse que todas las válvulas están cerradas, a excepción de las válvulas para salida de condensado, es decir, válvulas N_o. 5, 17 y 35; y en el vapor, las válvulas N_o. 14 y 38.
- 2) Abrir válvulas de entrada y salida de agua a los intercambiadores de calor: enfriador de producto, enfriador de condensado, y condensador.
- 3) Luego, para arrancar el sistema de vacío es necesario abrir las válvulas N_o. 39, 100 y 44 completamente, y la N_o. 55 a 1/3 de apertura.
- 4) Permitir el ingreso de agua para sello en bomba de vacío. Arrancar la bomba de vacío con la válvula 55 al 50%. Una vez que el vacío llega a las 10 in Hg, abrirla al 100%. Esta apertura paulatina se realiza para evitar que se incremente bruscamente el amperaje de la bomba y así proteger el motor eléctrico.
- 5) Establecido el vacío máximo permitido en los recipientes, abrir completamente válvulas N_o. 95, 66 y 67, llenando los evaporadores a 1/3 de calandria. Una vez que se tiene nivel a 1/3 de calandria cerrar válvulas mencionadas.

- 6) Regular las válvulas de gases incondensables. En el primer efecto debe trabajar con las válvulas N^o. 94 y 16 abiertas dos vueltas. El segundo efecto con la válvulas N^o. 99 y 101 abierta a un 1/3, en caso que se quiera que el primer efecto esté por arriba de la presión atmosférica, o con las válvulas N^o. 39 y 100 abierta 3 vueltas, en caso de querer poco vacío.
- 7) Abrir las válvulas de entrada de vapor al primer efecto, comenzando desde la N^o. 1 hasta la 9, a excepción de la válvula N^o. 10 que corresponde al bypass de la válvula reductora.
- 8) Una vez comenzado el hervido en el primer vaso, se deben abrir y cerrar válvulas de la solución en base a lo modalidad que se quiera trabajar.

Paralelo: Abrir válvula N^o. 61, 62, 63, 66, 23 y 27, para permitir la entrada y salida de la solución al primer vaso, encendiendo la bomba 60. Comenzado también el hervido en el segundo vaso abrir válvulas N^o. 30 y 31 completamente, cerrar la válvula N^o. 33, y encender la bomba 29 (debe haber una línea de ecualización que conecte la succión de la bomba con el cuerpo del 2do vaso). Una vez que la bomba marque presión, abrir completamente la válvula N^o. 32.

Contracorriente: Para permitir el ingreso de solución al segundo efecto, abrir válvulas N^o. 95 y 67. Luego, abrir válvulas N^o. 30 y 31

completamente, cerrar la válvula N^o. 32 y encender la bomba 29. Una vez que la bomba marque presión, abrir completamente válvula N^o. 33, 20 y 34 para permitir entrada y salida de la solución final del primer efecto.

B. Trabajando como efecto simple el efecto no. 1.

- 1) Cerciorarse que todas las válvulas están cerradas, a excepción de las válvulas para salida de condensado, es decir, válvulas N^o. 5 y 17; en el vapor la válvula N^o. 15; y en los gases incondensables, las válvulas N^o. 16 y 94, abiertas 2 vueltas.
- 2) Abrir válvulas de entrada y salida de agua a los intercambiadores de calor: enfriador de producto y condensado, y condensador.
- 3) Abrir válvulas N^o. 61, 62, 63 y 66, y encender bomba 60 para llenar el primer efecto a 1/3 de calandria.
- 4) Una vez con el nivel de la solución a 1/3 de calandria, abrir las válvulas de entrada de vapor al primer efecto, comenzando desde la N^o. 1 hasta la 9, a excepción de la válvula 10 que corresponde al bypass de la válvula reductora.
- 5) Una vez comenzado el hervido, abrir la válvula N^o. 34 para recibir la solución concentrada en el Tanque de Solución Final.

NOTA: La apertura de las válvulas de los gases incondensables deben irse abriendo o cerrando dependiendo de la presión que se desee mantener en el cuerpo. Las aperturas descritas son simplemente una referencia por donde comenzar.

APÉNDICE C2

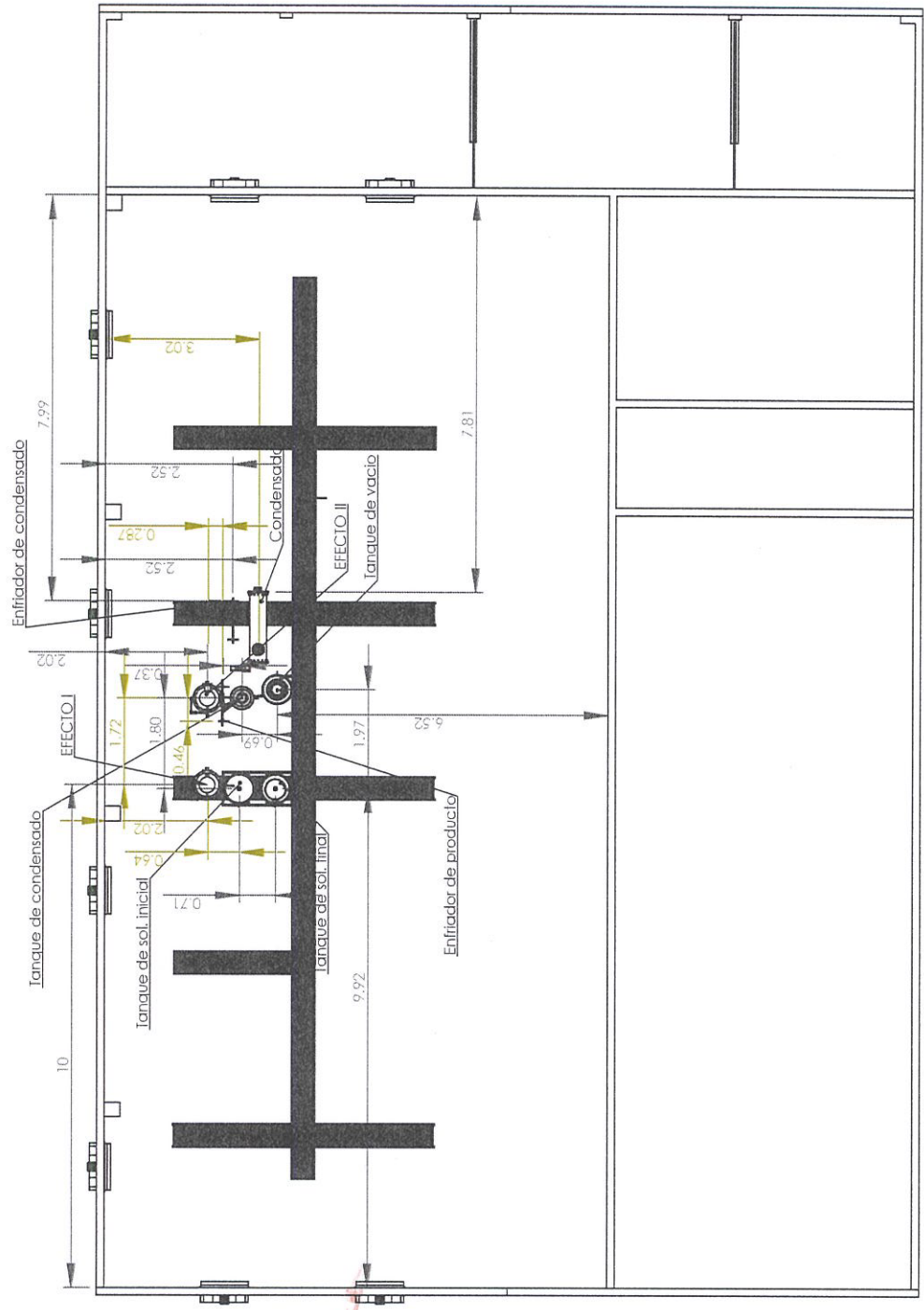
Manual de operación parada del evaporador piloto.

- 1) Cortar alimentación de solución inicial. En caso de estar prendida la bomba 60, debe ser previamente apagada al cierre de las válvulas.
- 2) Cerrar la válvula N_o. 1 y romper vacío en caso de trabajar como doble efecto.
- 3) Una vez que cesa el hervido, vaciar la solución en los evaporadores hacia el tanque de solución final.

APÉNDICE D

APÉNDICE D1

Ubicación de equipos y recipientes en el LOPU



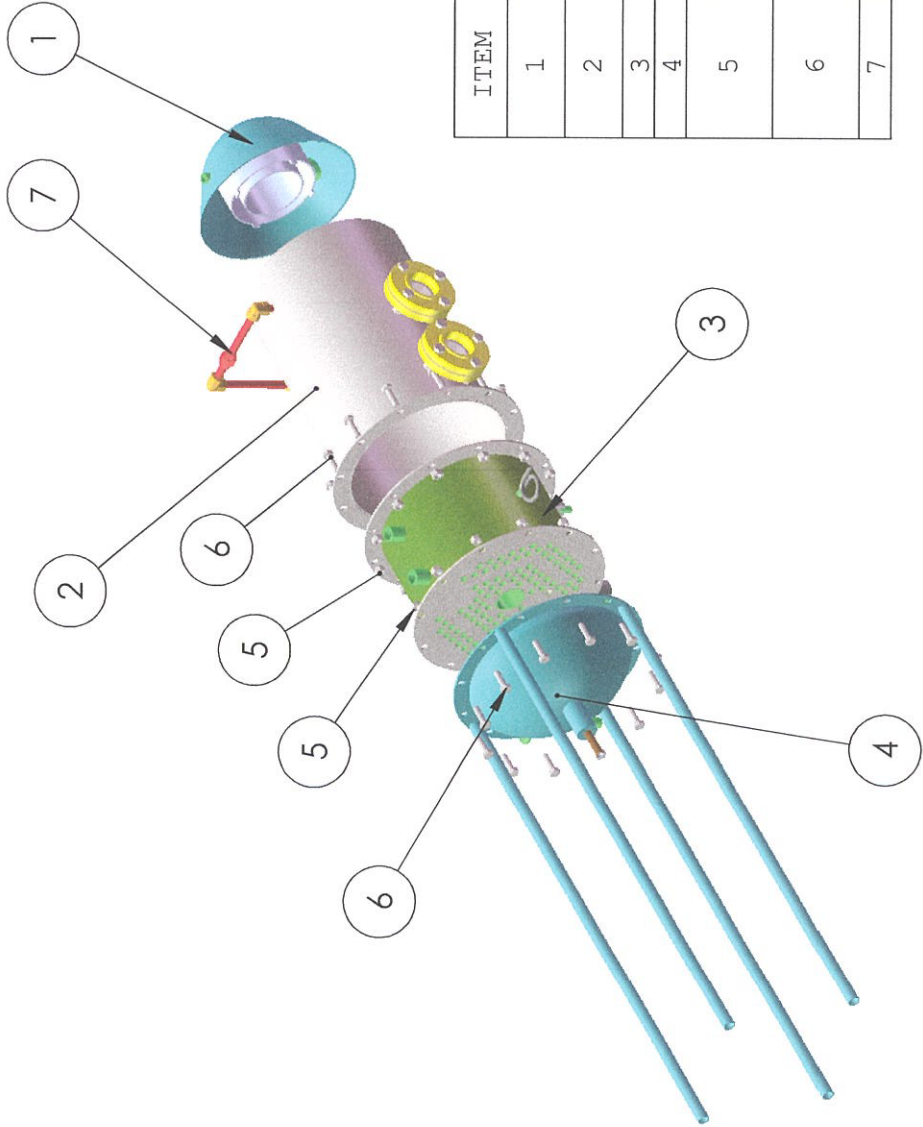
ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

DIBUJ.	FECHA	NOMBRE
VERF.	6/1/2012	Jurado J.
PLANO N°	6/1/2012	Vodopivec
0-0-0		
ESCALA	TÍTULO:	MATERIAL:
1:140	UBICACIÓN DE EQUIPOS	DEFINIDO
MASA DEFINIDO		

APÉNDICE D2

Planos de equipos y recipientes que conforman la Unidad de Evaporación



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N.º DE PLANO
1	Separador de arrastre	1	1-1-3-0
2	Cámara de evaporación	1	1-1-1-0
3	Calandria	1	1-1-2-0
4	Fondo	1	1-1-4-0
5	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-N	32	
6	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 60 --38C	32	
7	Tubería de retorno	1	1-1-5-0

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

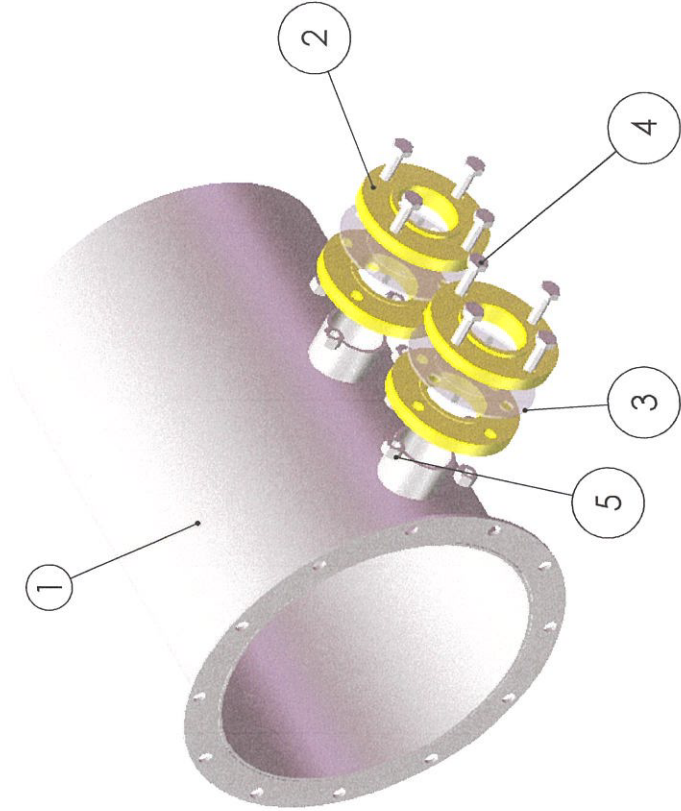
1:20 MATERIAL:

EFECTO I
DEFINIDO

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012 Jurado J.
VERF. 6/1/2012 Vodopivec A.
PLANO N.º

1-1-0-0

MASA



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Cámara de evaporación	1
2	Brida 3in DN	4
3	Vidrio borosilicato de 3mm de espesor	2
4	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 60 --38C	32
5	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-N	32

ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA TÍTULO:

1:10 MATERIAL:

AISI 304

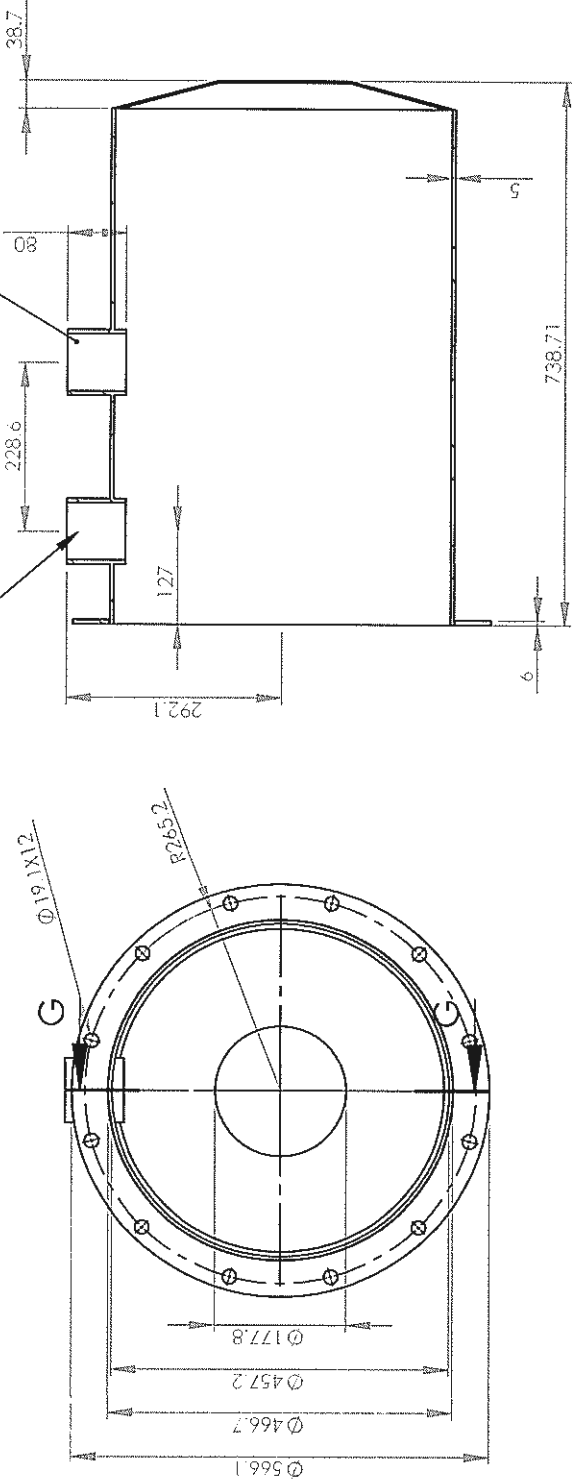
FECHA NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012 Jurado J.
VERF. 6/1/2012 Vedeplivec A.
PLANO N.º

1-1-1-0

MASA

Tubo Ø3in. NPS sch. 40

Tubo Ø3in. NPS sch. 40



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFFECTO I

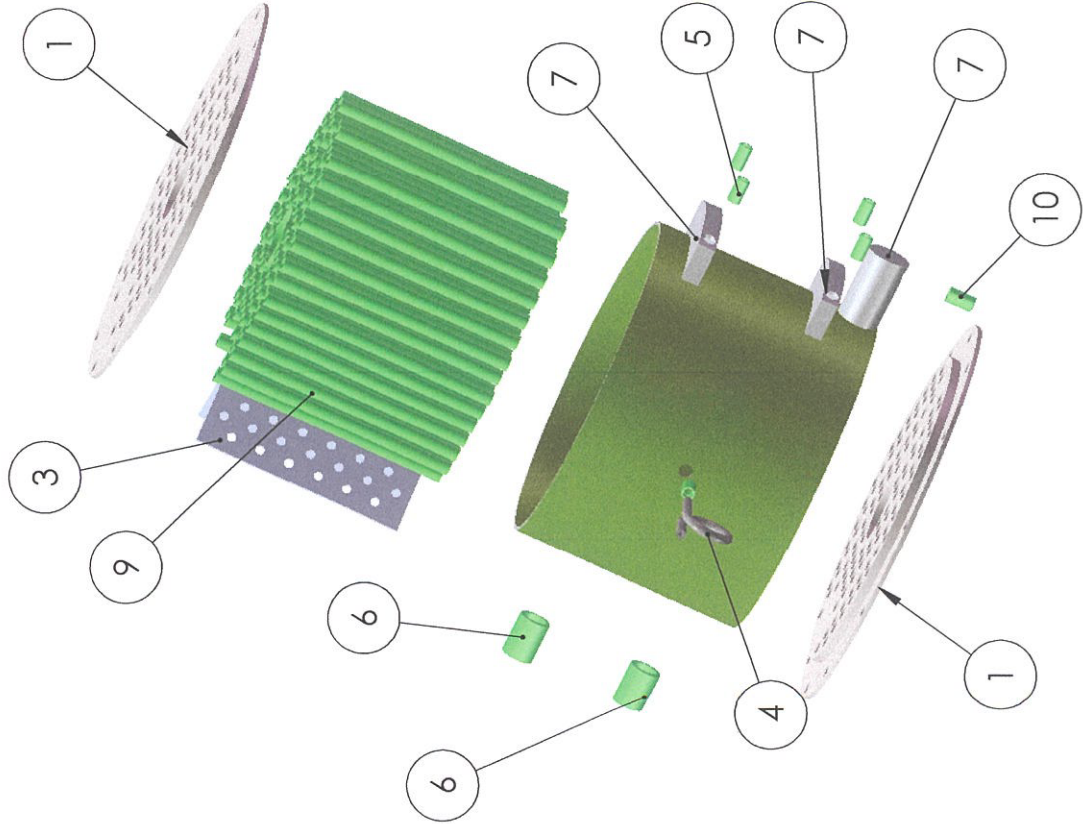
1:10 MATERIAL:

AISI 304

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vodaphvec A.
PLANO N.º

1-1-1-1

MASA
51.30 Kg



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LAMINA N.
1	Cabezal de tubos	2	1-1-2-1
3	Placa distribuidora de vapor	3	1-1-2-2
4	Conexión para manómetro con rabo de cochino	1	1-1-2-2
5	Couple 0.250 in.	4	
6	Couple 1.0 in.	2	
7	Colector de extracción de gases incondensables	2	1-1-2-2
8	Colector para extracción de condensado	1	1-1-2-2
9	Banco de tubos	114 (longitud: 340mm)	
10	Couple 0.375 in.	1	

ICQA-ESPOL

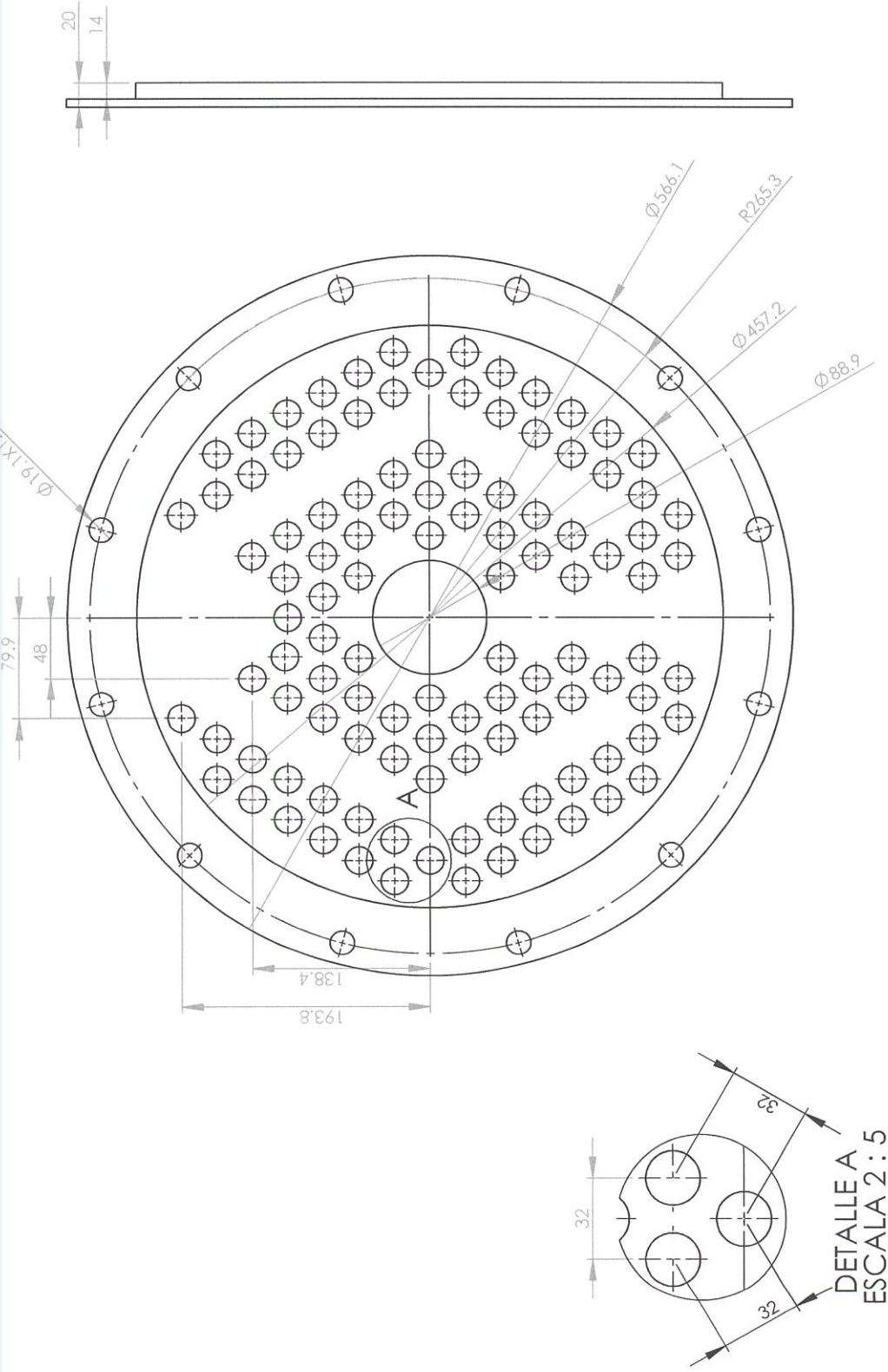
PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA 1:10
TÍTULO: EFECTO I
MATERIAL: AISI 304

FECHA 6/1/2012
DIBUJ. Jurado J.
VERF. 6/1/2012
NOMBRE Vedoplvec A.
PLANO N.º

1-1-2-0

MASA DEFINIDO



ICQA-ESPOL

PROYECTO: DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA: TÍTULO:

EFEECTO I

MATERIAL:

1:10

AIISI 304

MASA

32.72 Kg

FECHA: 6/1/2012
DIBUJ: 6/1/2012
VERF: 6/1/2012
PLANO N.º

NOMBRE: Jurado J.
Vedopkec A.

1-1-2-1



Perforación para couple Ø1 1/2 in.

PROYECTO

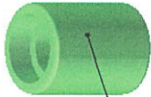
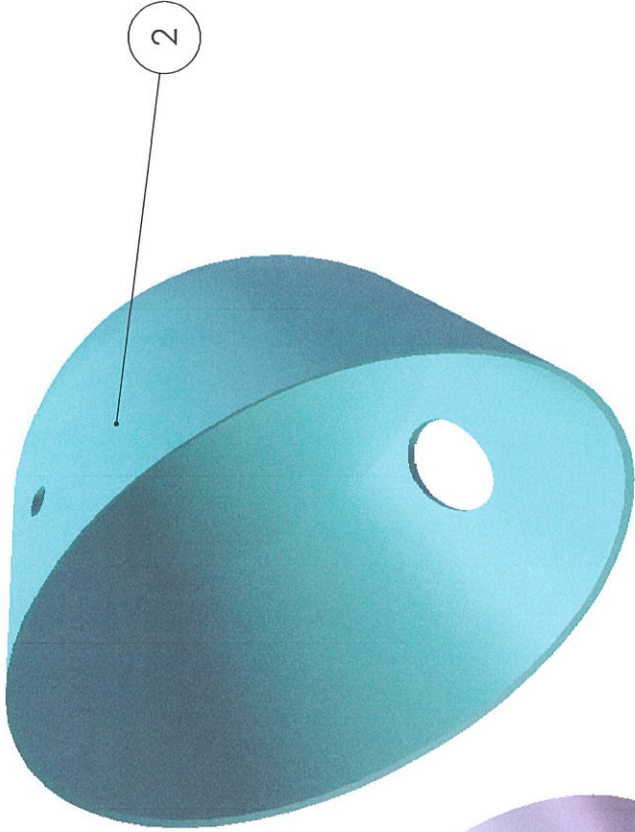
EFFECTO I

MATERIAL:

MASA

1-1-2-2

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N. LAMINA
1	Tubos concéntricos	1	1-1-3-1
2	Tapa separador de arrastre	1	1-1-3-1
3	Couple Ø1 1/2 in., c/rosca, ASTM A105.	1	
4	Couple 1 1/2 in Salida de vapor	1	



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFEECTO I

1:5

MATERIAL:

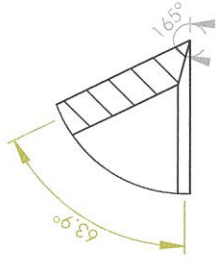
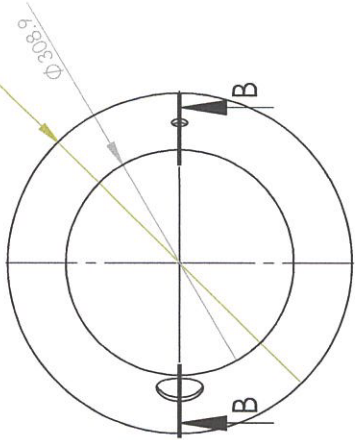
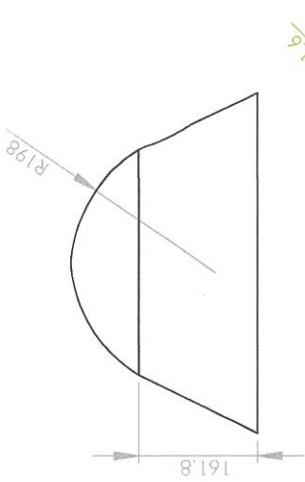
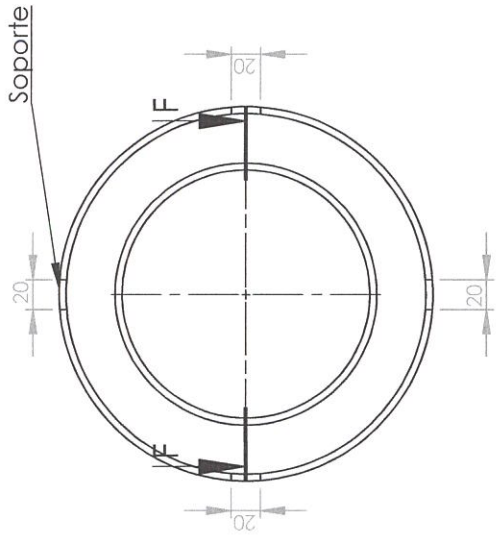
AISI 304

FECHA NOMBRE
DIBUJ: 6/1/2012 Jurado J.
VERF: 6/1/2012 Vedapivec A.
PLANO N.º

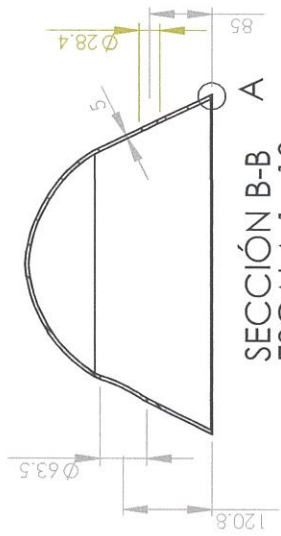
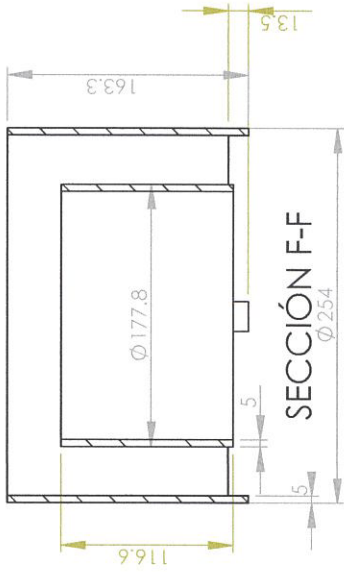
1-1-3-0

MASA

DEFINIDO



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA
DIBUJ.
VERF.
NOMBRE
Jurado J.
Vodaplleve A.
PLANO N.º

1-1-3-1

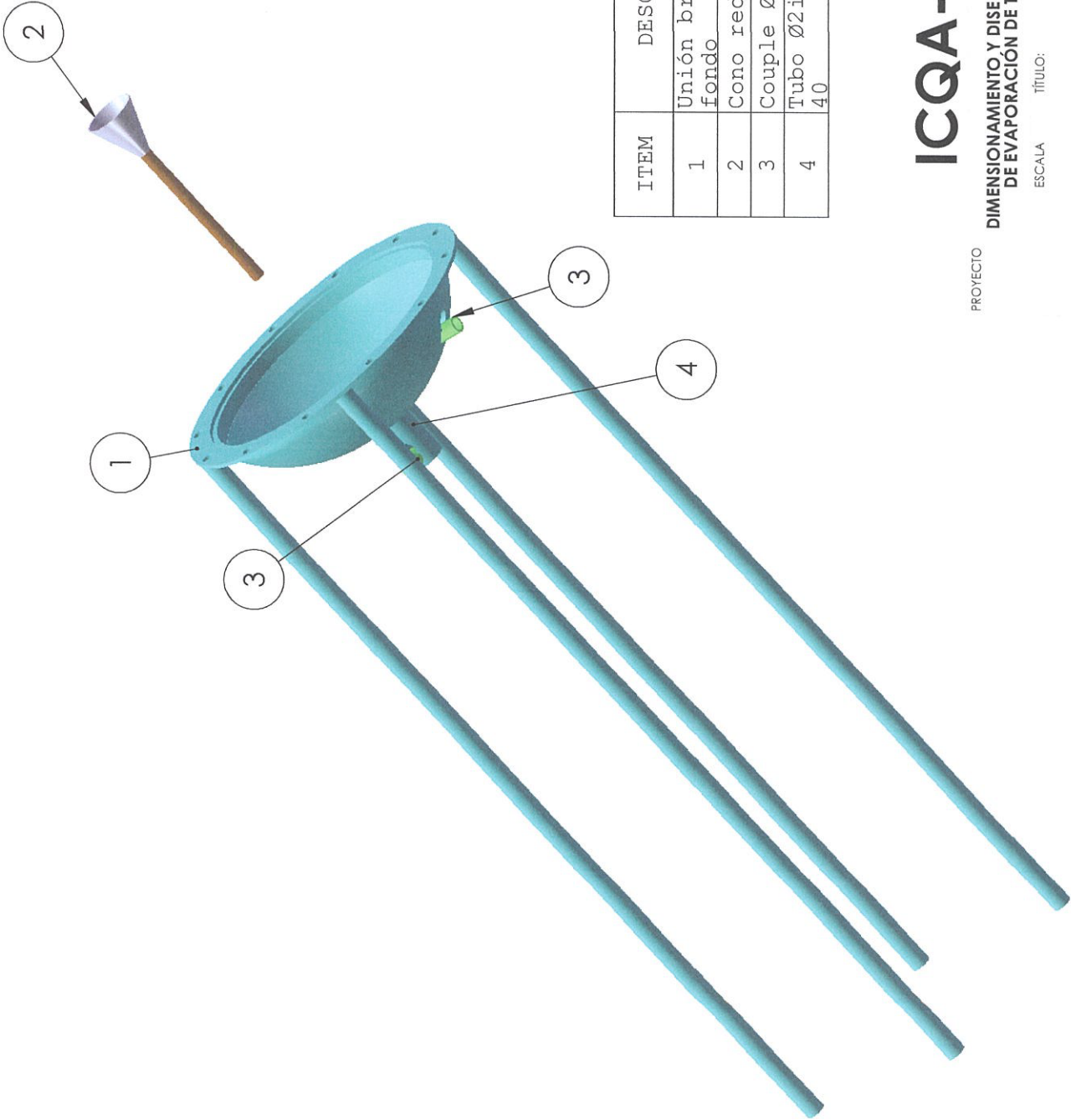
ESCALA
TÍTULO:

EFFECTO I

1:10 MATERIAL:

AIISI 304

MASA



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N. LAMINA
1	Unión bridada del fondo	1	1-1-4-1
2	Cono reductor	1	1-1-4-1
3	Couple Ø1/2 in.	2	
4	Tubo Ø2in. DN sch. 40	1	1-1-4-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

EFFECTO I

1:10 MATERIAL:

AISI 304

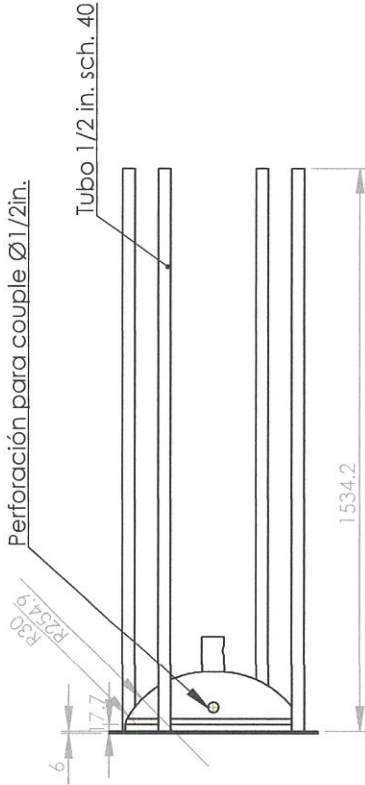
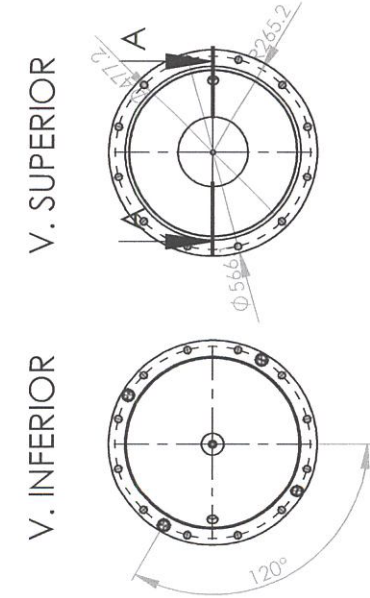
FECHA
DIBUJ. 25/05/12
VERF. 25/05/12
NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.
PLANO N.º

1-1-4-0

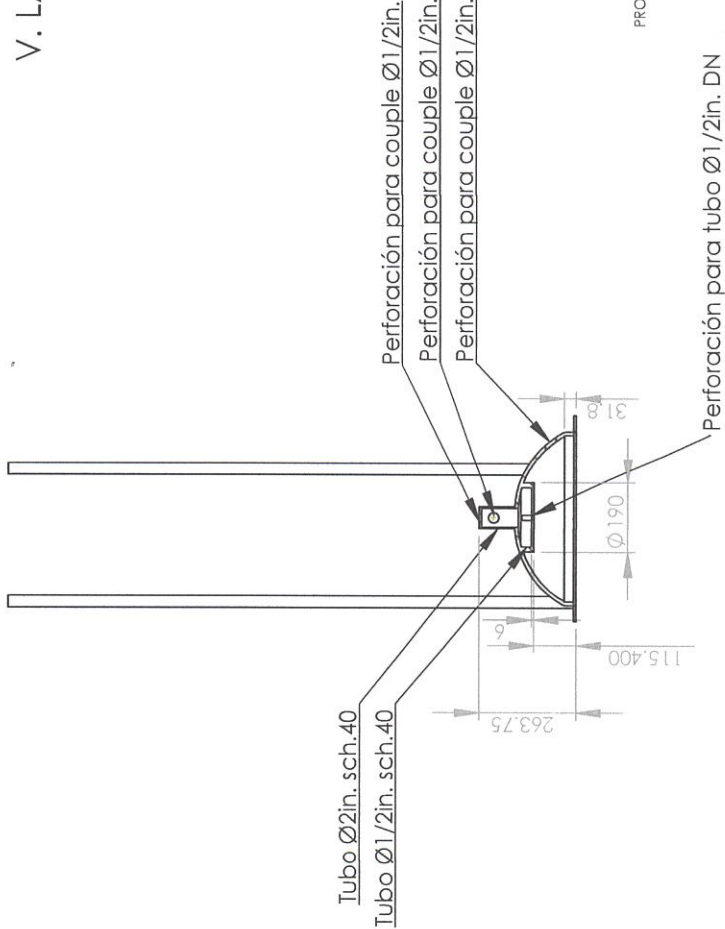
MASA

V. INFERIOR

V. SUPERIOR



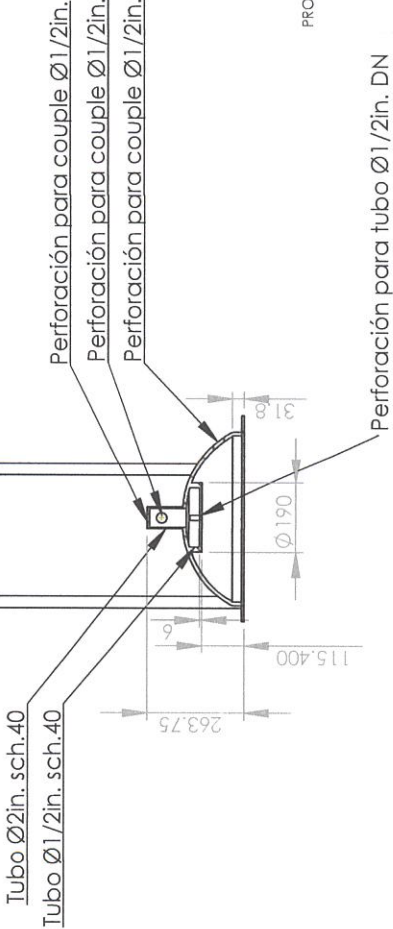
V. LATERAL



CONO REDUCTOR
VISTA PLANTA

SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 20

Reducción Ø3in. DN sch.40 a Ø1/2in. DN



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20

ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDACTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

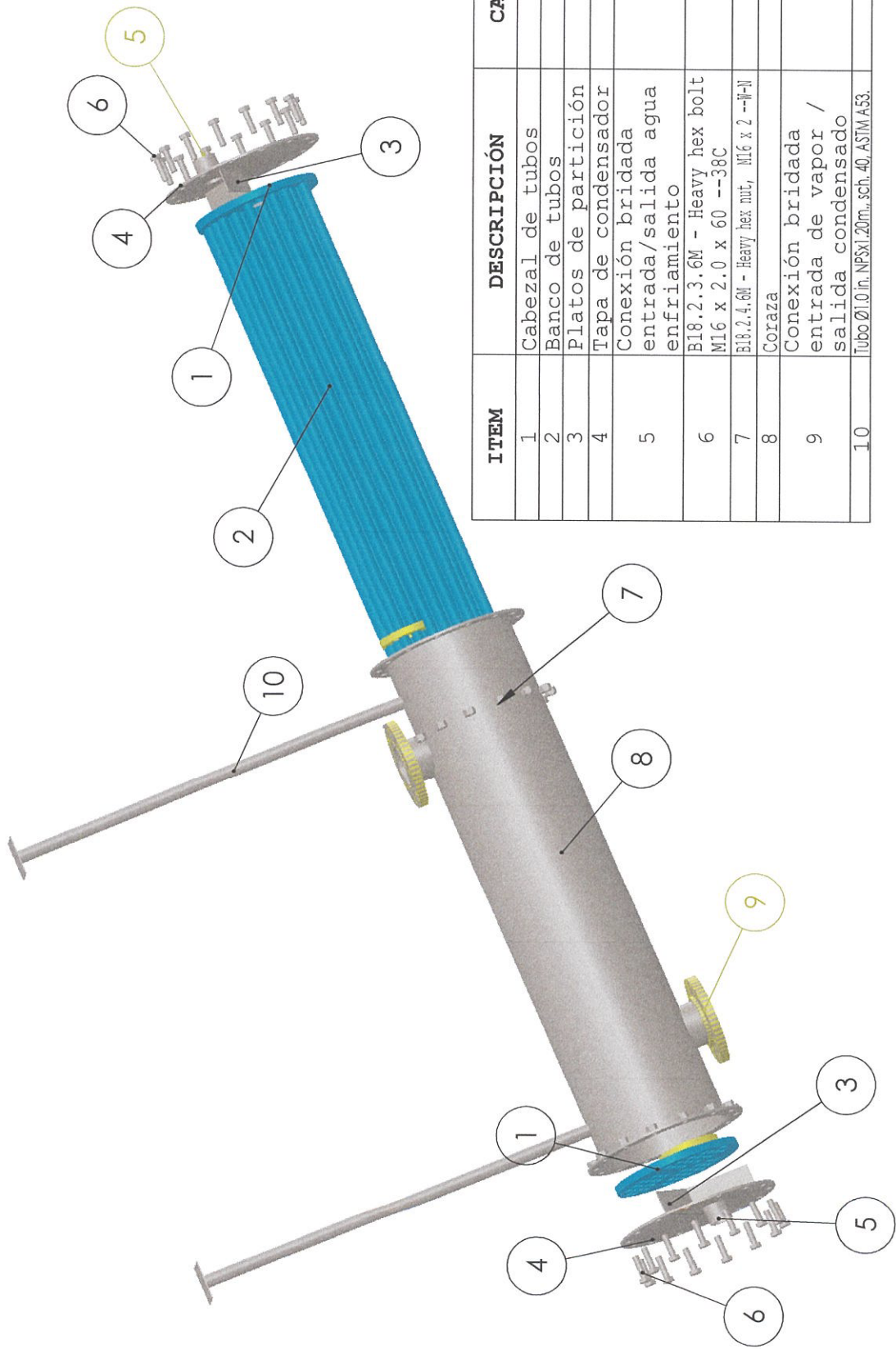
PROYECTO

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012 Jurado, J
VERF. 6/1/2012 Vedopivec A.
PLANO N.º

1.1.4.1

ESCALA TÍTULO:
1:20 EFECTO I
MATERIAL: AISI 304

MASA



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N.º DE PLANO
1	Cabezal de tubos	2	1-2-2
2	Banco de tubos	51	
3	Platos de partición	4	1-2-1
4	Tapa de condensador	2	1-2-1
5	Conexión bridada entrada/salida agua enfriamiento	2	1-2-1
6	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 60 --38C	28	
7	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-II	28	
8	Coraza	1	1-2-1
9	Conexión bridada entrada de vapor / salida condensado	2	1-2-1
10	Tubo Ø1.0 in. NPS x 1.20 m. sch. 40, ASTM A53.	2	

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA **1:15**

TÍTULO: **CONDENSADOR**

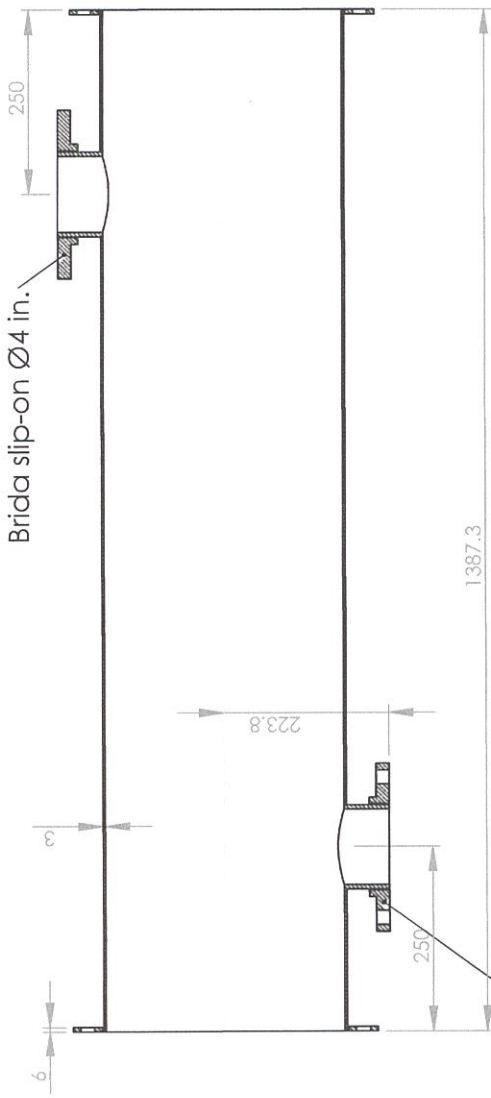
MATERIAL:

AISI 304

FECHA **6/1/2012** NOMBRE **Jurado J.**
DIBUJ. **6/1/2012** VERF. **6/1/2012** VODAPIVEC
PLANO N.º

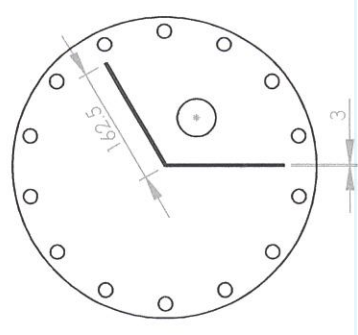
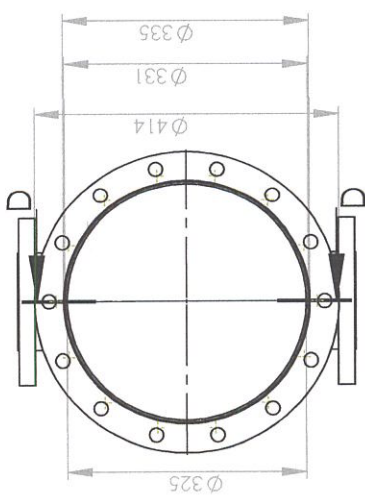
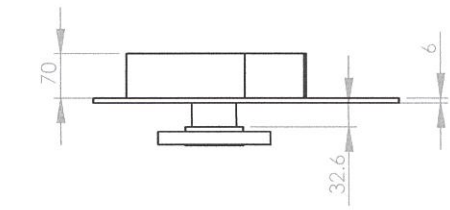
1-2-0

MASA



SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 10

Brida slip-on Ø4 in.



ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDACTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
1:10

TÍTULO:

CONDENSADOR

MATERIAL:

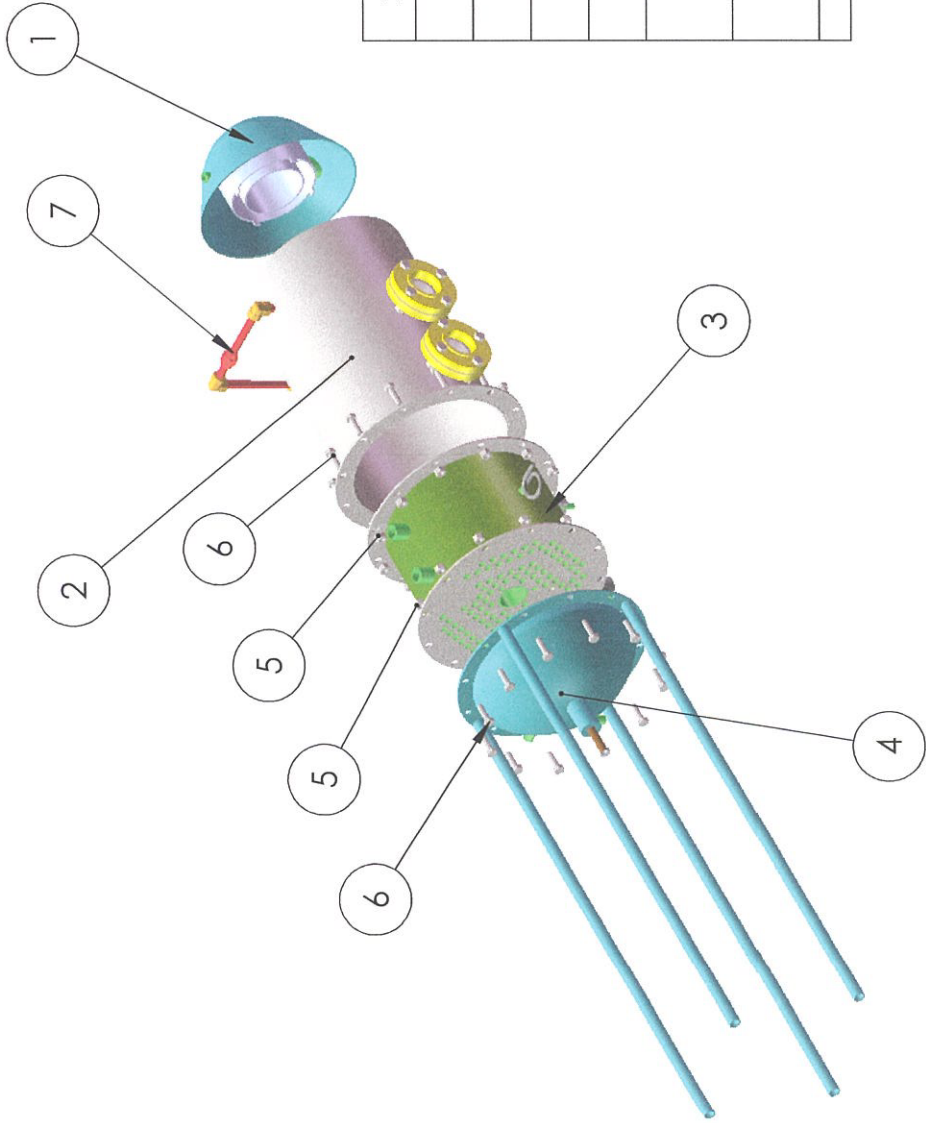
AISI 304

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANO N.º

NOMBRE
Jurado J.
25/05/12
25/05/12
Vadapivec

1-2-1

MASA



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N.º DE PLANO
1	Separador de arrastre	1	1-3-3-0
2	Cámara de evaporación	1	1-3-1-0
3	Calandria	1	1-3-2-0
4	Fondo	1	1-3-4-0
5	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-N	32	
6	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 60 --38C	32	
7	Tubería de retorno	1	1-3-5-0

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFEECTO II

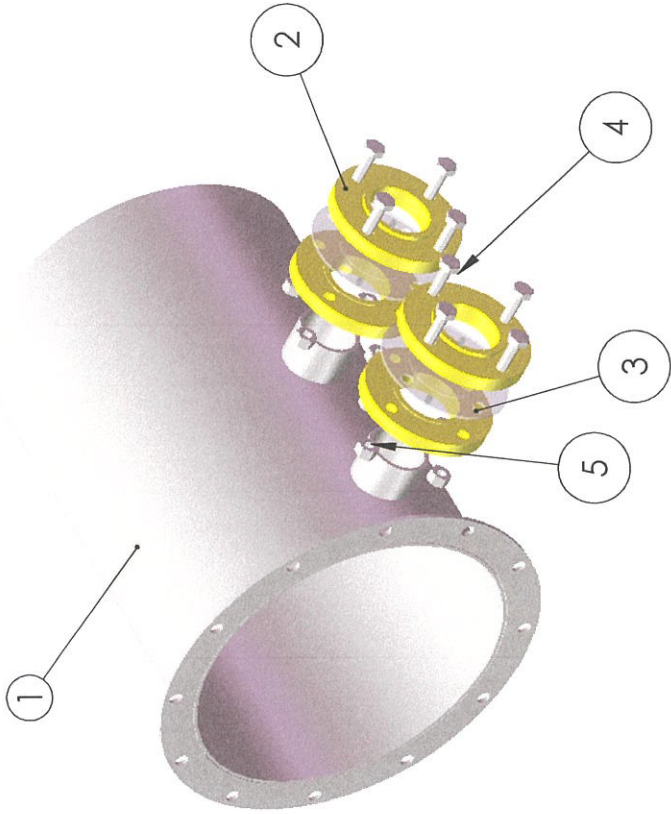
1:20 MATERIAL:

AIISI 304

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012 Jurado J.
VERE. 6/1/2012 Vadohvec A.
PLANO N.º

1-3-0-0

MASA
DEFINIDO



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	No. DE LÁMINA
1	Cámara de evaporación	1	
2	Brida 3in DN	4	
3	Vidrio de 3mm de espesor	2	
4	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 60 --38C	32	
5	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-N	32	
20	espejo condensador 2	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFEECTO II

1:10 MATERIAL:

AIISI 304

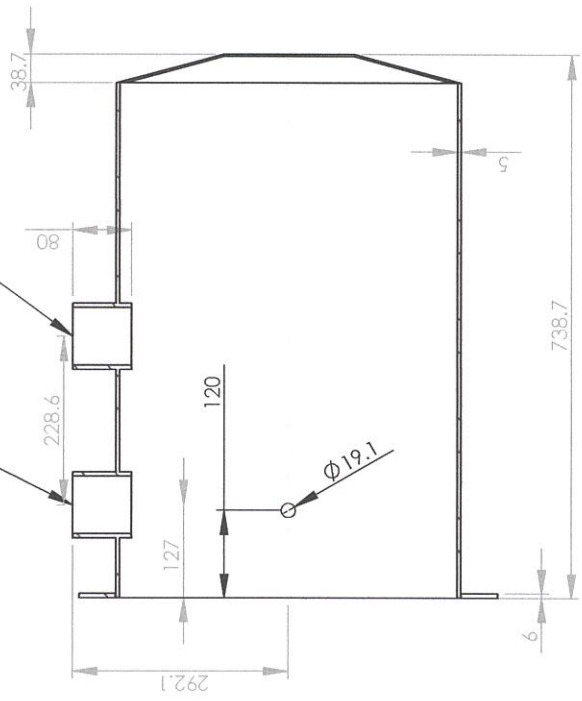
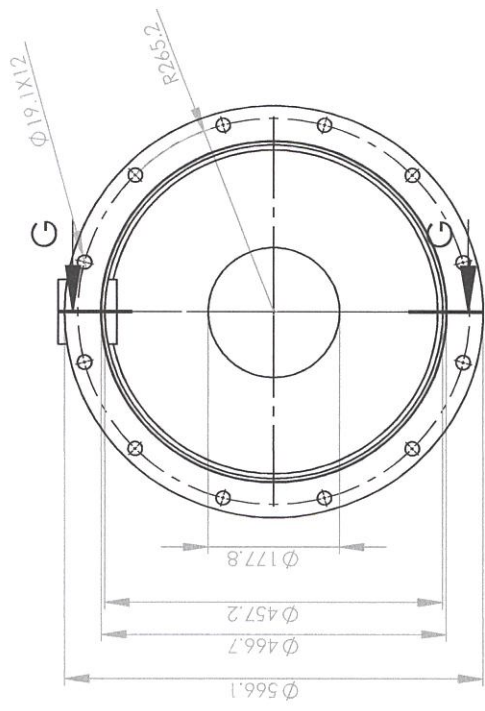
FECHA NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012 Jurado J.
VERF. 6/1/2012 Vadaphec A.
PLANO N.º

1-3-1-0

MASA
DEFINIDO

Tubo Ø3in. DN sch. 40

Tubo Ø3in. DN sch. 40



SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 10

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:

EFFECTO II

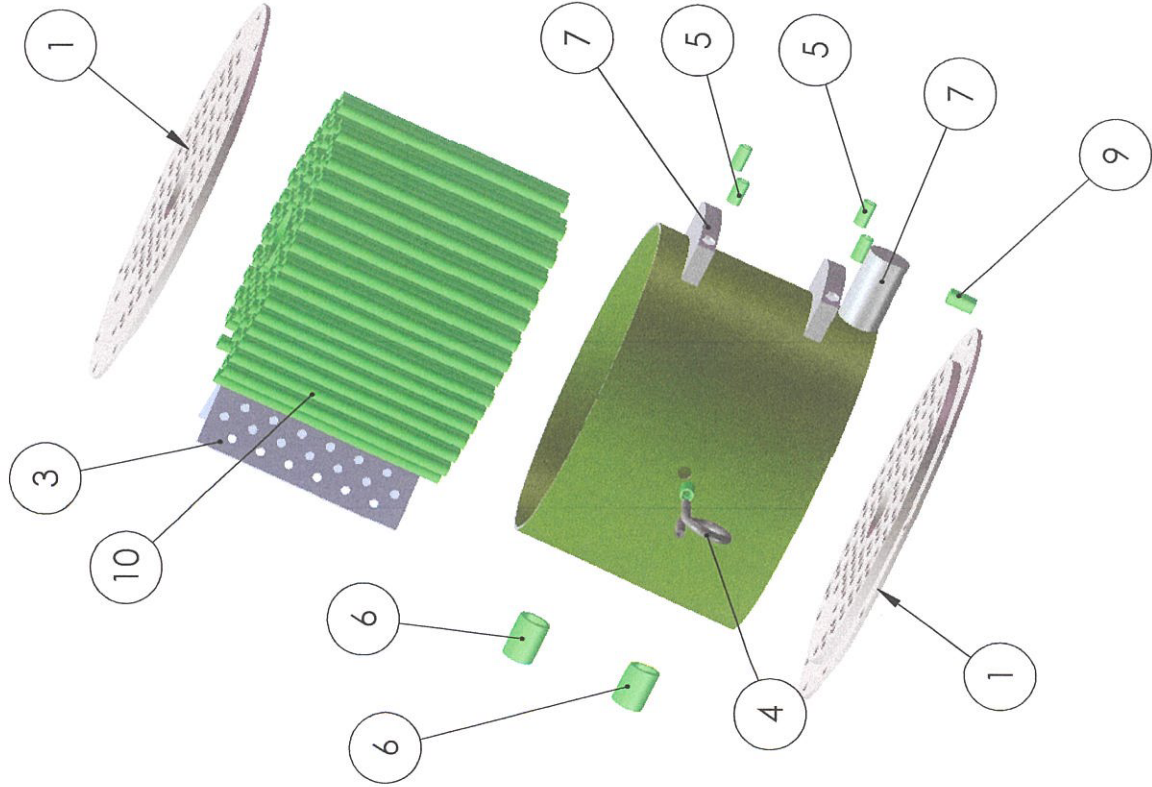
1:10 MATERIAL:

AISI 304

FECHA
DIBUJ.
VERF.
NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.

1-3-1-1

MASA
51.30 Kg



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LAMINA N.
1	Cabezal de tubos	2	1-3-2-1
2	Placa distribuidora de vapor	3	1-3-2-2
4	Conexión para manómetro con rabo de cochino	1	1-3-2-2
5	Couple Ø0.250 in.	4	
6	Couple Ø1.250 in.	2	
7	Colector para extracción de condensado	1	1-3-2-2
8	Colector para extracción de gases incondensables	2	1-3-2-2
9	Couple Ø0.50in.	1	
10	Banco de tubos	114 (longitud: 340mm)	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:

EFFECTO II

1:10 MATERIAL:

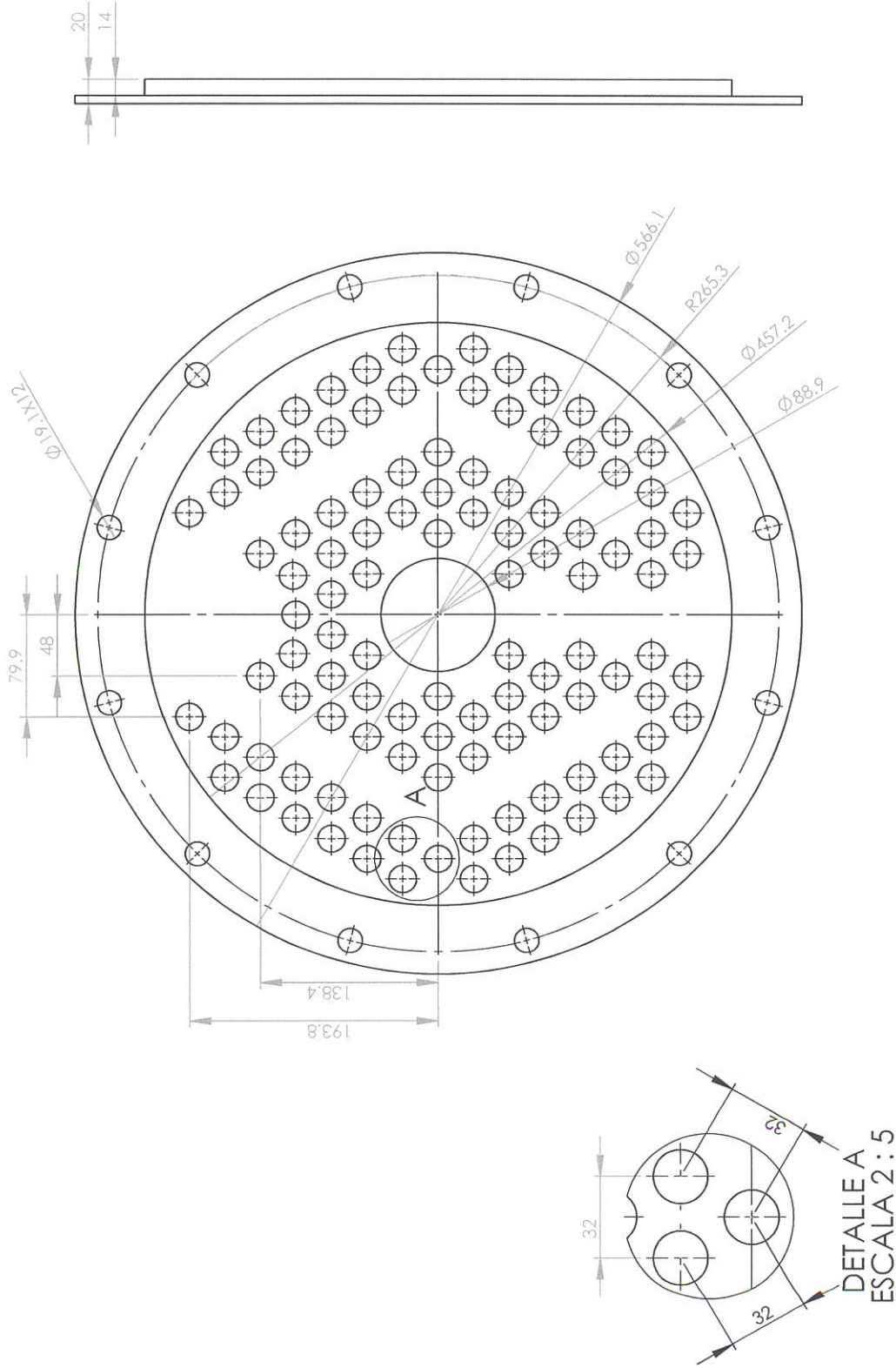
AIISI 304

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANO N.º

NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.

1-3-2-0

MASA
DEFINIDO



ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:
EFECTO II

1-3-2-1

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANO N.º

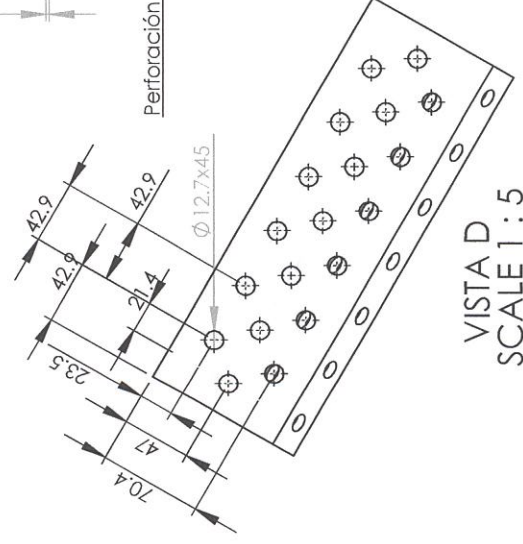
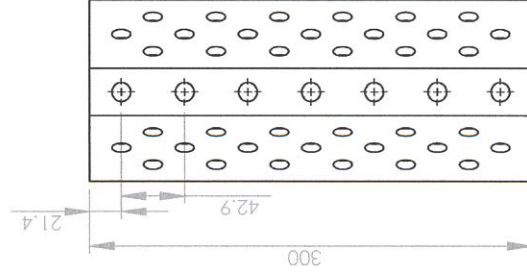
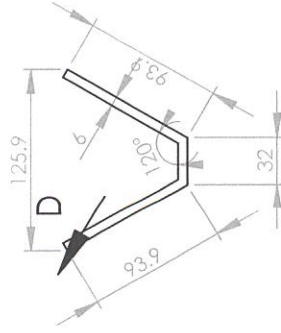
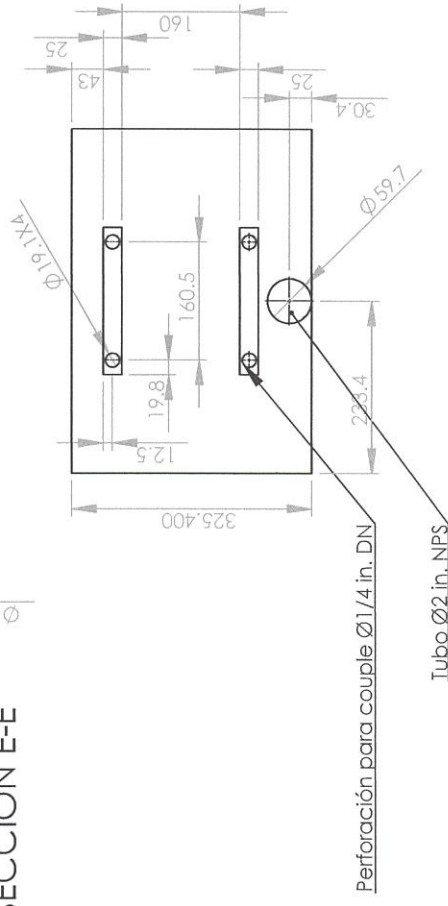
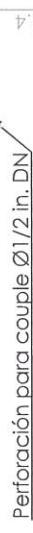
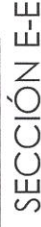
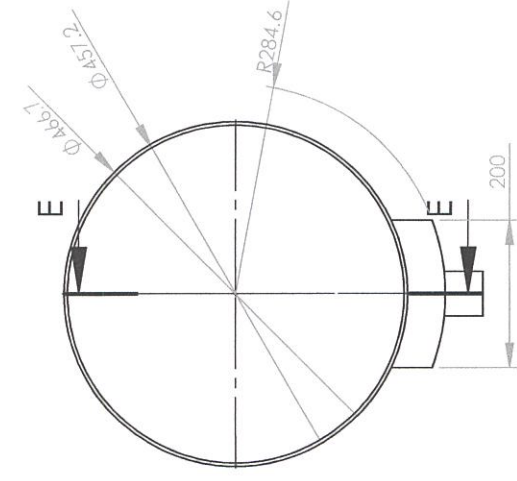
NOMBRE
Jurado J.
6/1/2012
6/1/2012
Vodopivec A.

MATERIAL:

1:10

AIISI 304

MASA
32.72 Kg



ICQA-ESPOL

PROYECTO

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

EFFECTO II

1:10 MATERIAL:

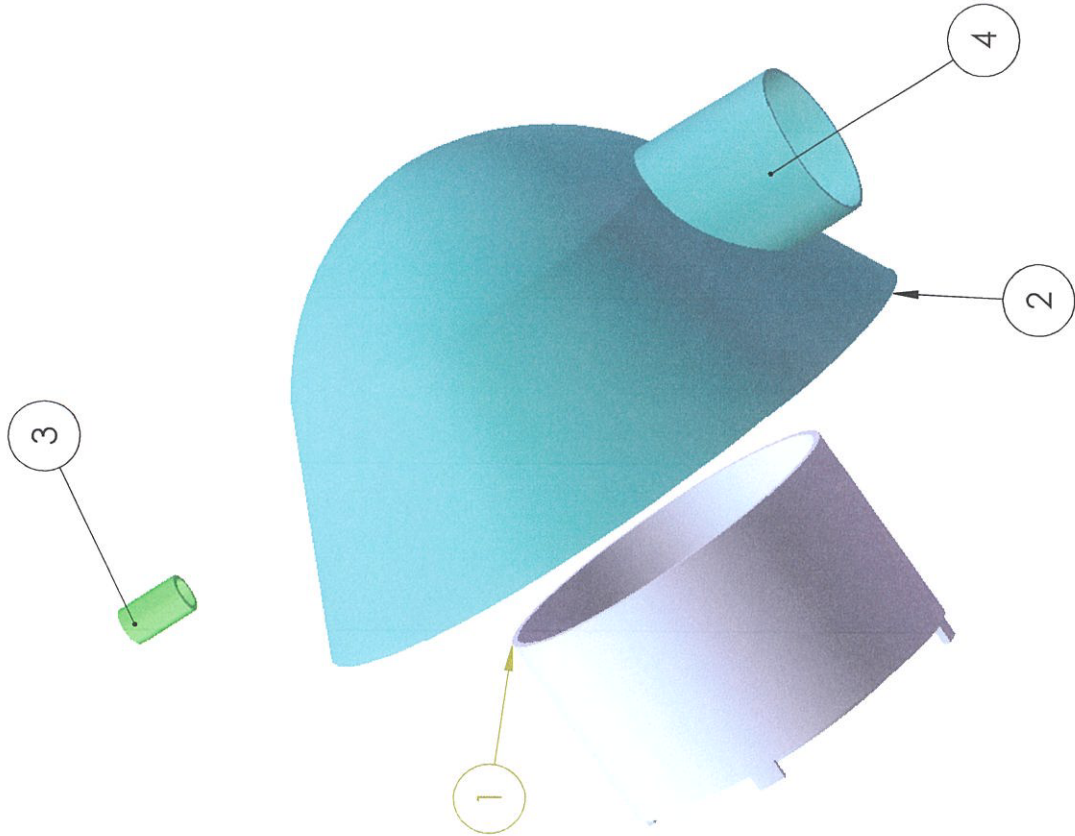
MATERIAL:

AlSi 304

MASA

FECHA	NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012	Jurado J.
VERF. 6/1/2012	Vodopivec A
PLANO N.º	

1-1-3-2



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N. LAMINA
1	Tubos concéntricos	1	1-3-3-1
2	Tapa separador de arrastre	1	1-3-3-1
3	Couple 1/2in. recuperación de solución arrastrada.	1	1-3-3-1
4	Couple 4in. salida para vapor.	1	1-3-3-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFFECTO II

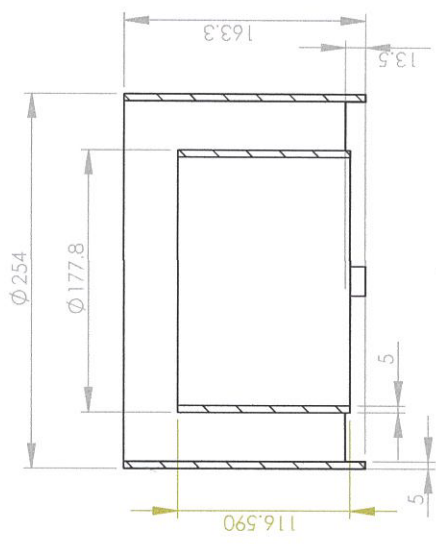
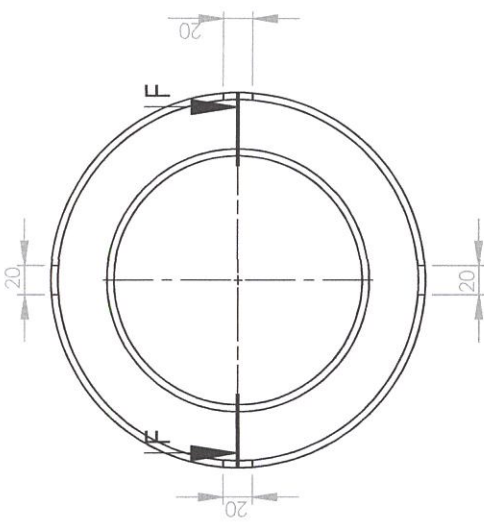
1:5 MATERIAL:

AISI 304

FECHA NOMBRE
DIBUJ: 6/1/2012 Jurado J.
VERF. 6/1/2012 Vodopivec A.
PLANO N.º

1-3-3-0

MASA



SECCIÓN F-F

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

EFFECTO II

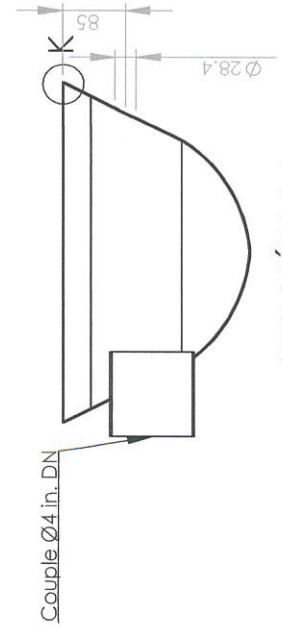
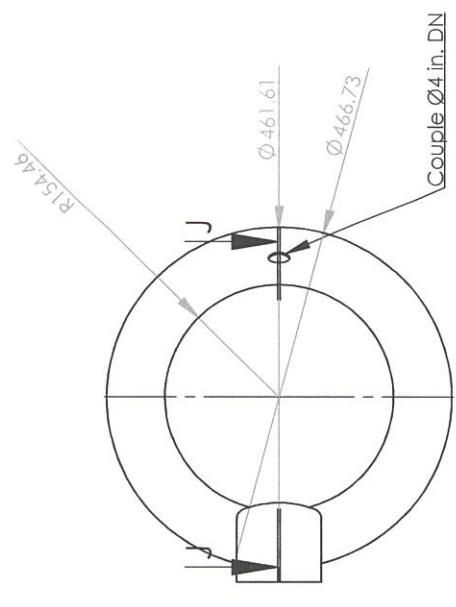
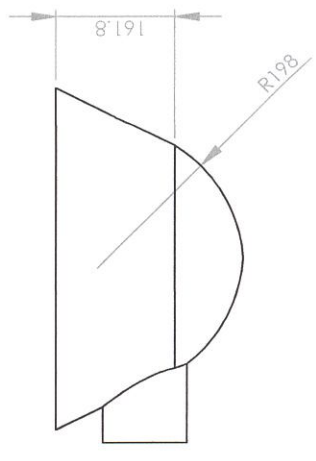
1:10 MATERIAL:

AI SI 304

MASA

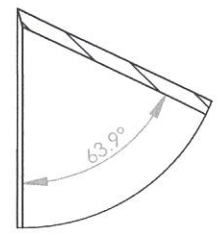
1-3-3-1

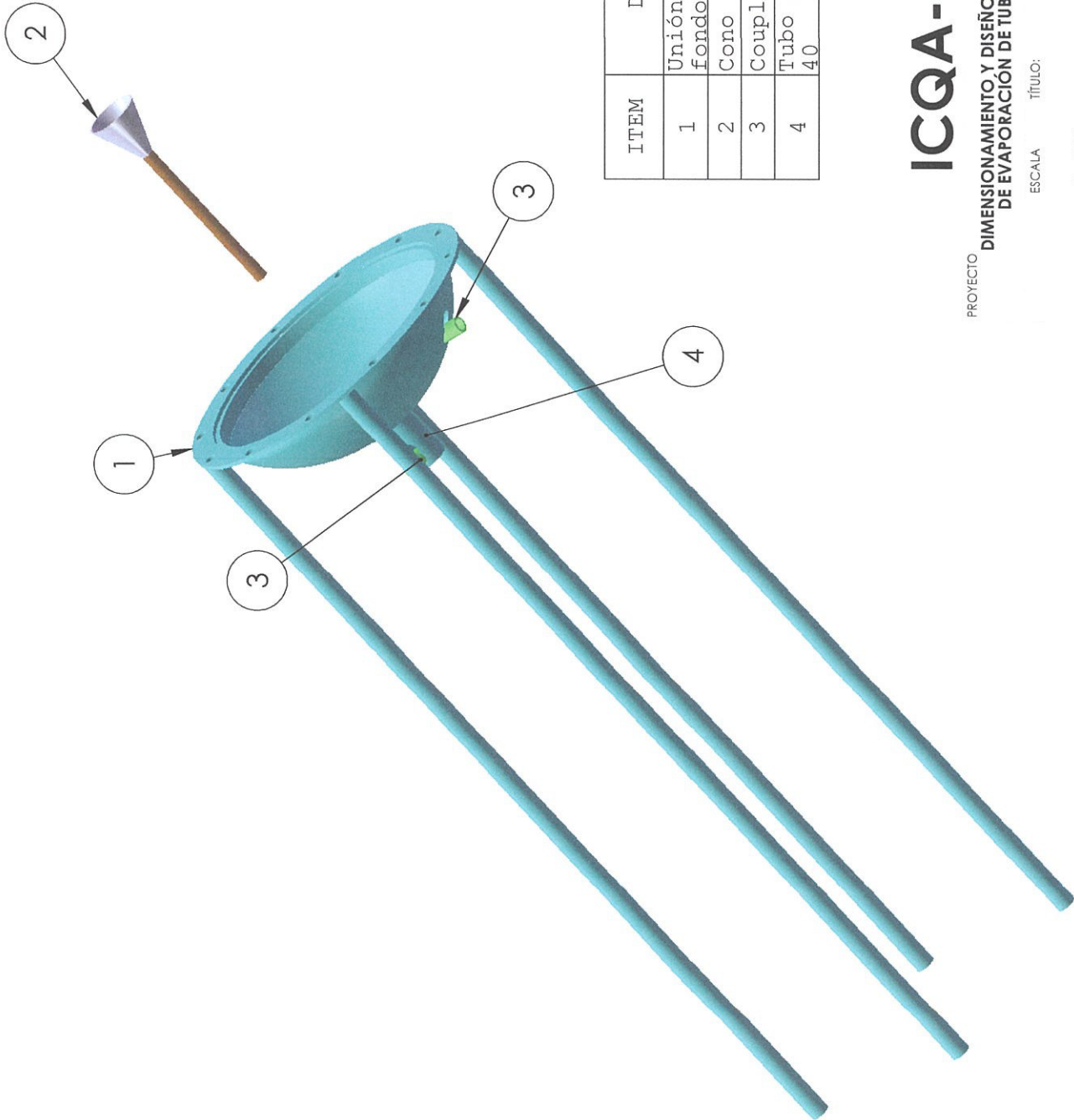
FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vodopivec A.
PLANO N.º



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 10

DETALLE K
ESCALA 1 : 1





ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N. LAMINA
1	Unión bridada del fondo	1	1-3-4-1
2	Cono reductor	1	1-3-4-1
3	Couple Ø1/2 in.	2	
4	Tubo Ø2in. DN sch. 40	1	1-3-4-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA

1:10

MATERIAL:

AISI 304

EFFECTO II

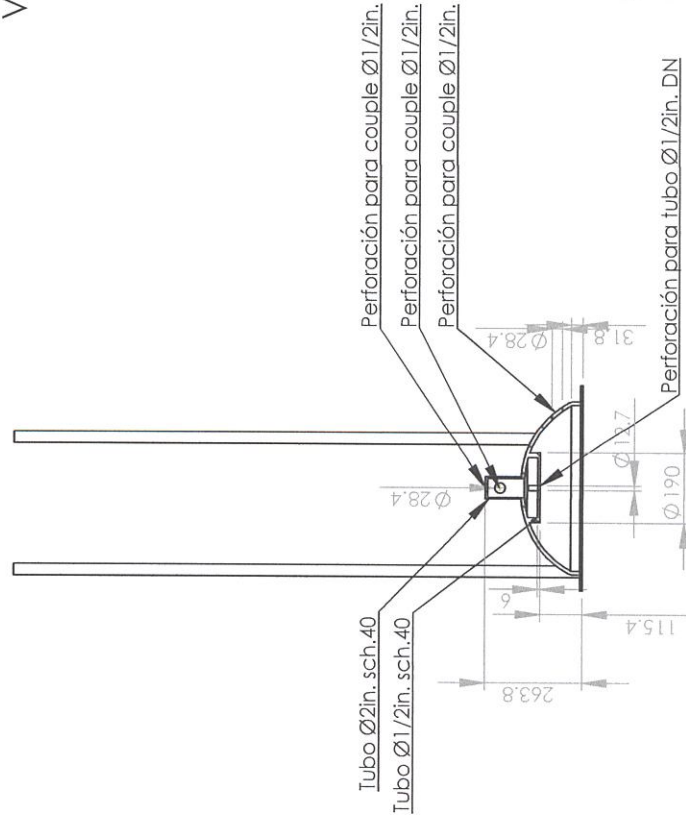
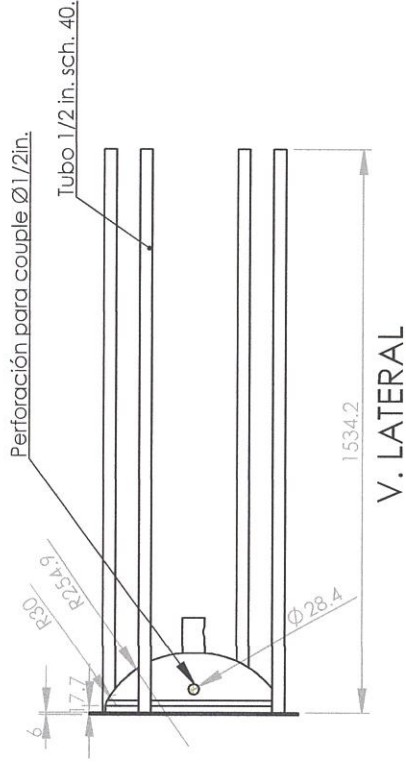
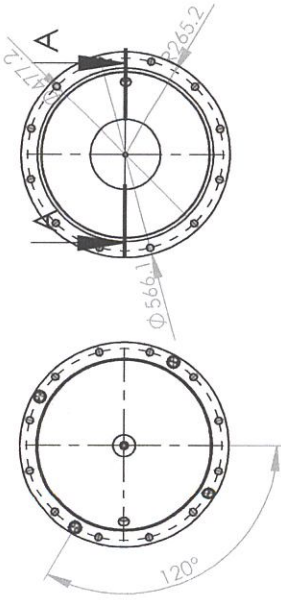
1-3-4-0

FECHA: 25/05/12
DIBUJ: Jurado J.
NOMBRE: Vodepivec A.
VERF: 25/05/12
PLANO N.º

MASA: DEFINIDO

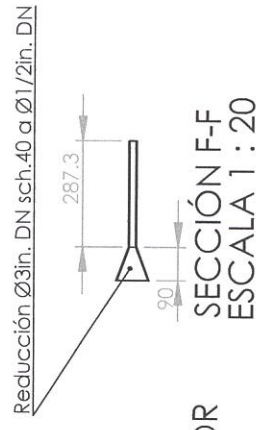
V. INFERIOR

V. PLANTA



CONO REDUCTOR VISTA PLANTA

SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 20



ICQA-ESPOL

PROYECTO

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

SECCIÓN A-A
ESCALA 1:20

EFFECTO II

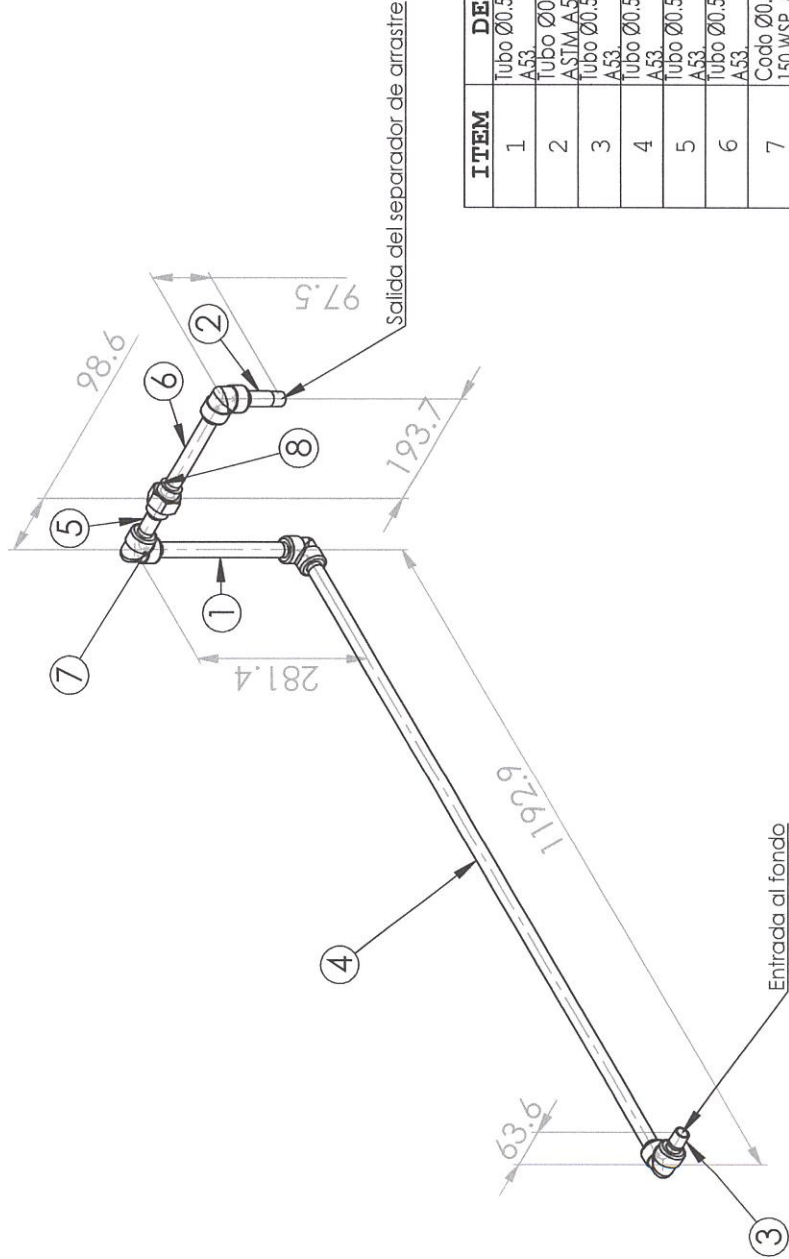
1:20 MATERIAL:

AlSi 304

MASA

FECHA	NOMBRE
DIBUJ. 6/1/2012	Jurado. J
VERF. 6/1/2012	Vodopivec A
PLANO N.º	

1-3-4-1



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	242mm
2	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	78mm
3	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	44mm
4	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	1170mm
5	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	68mm
6	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	162mm
7	Codo Ø0.50 in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
8	Unión universal Ø0.50 in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	0.05m

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:

EFFECTO II

1:10 MATERIAL:

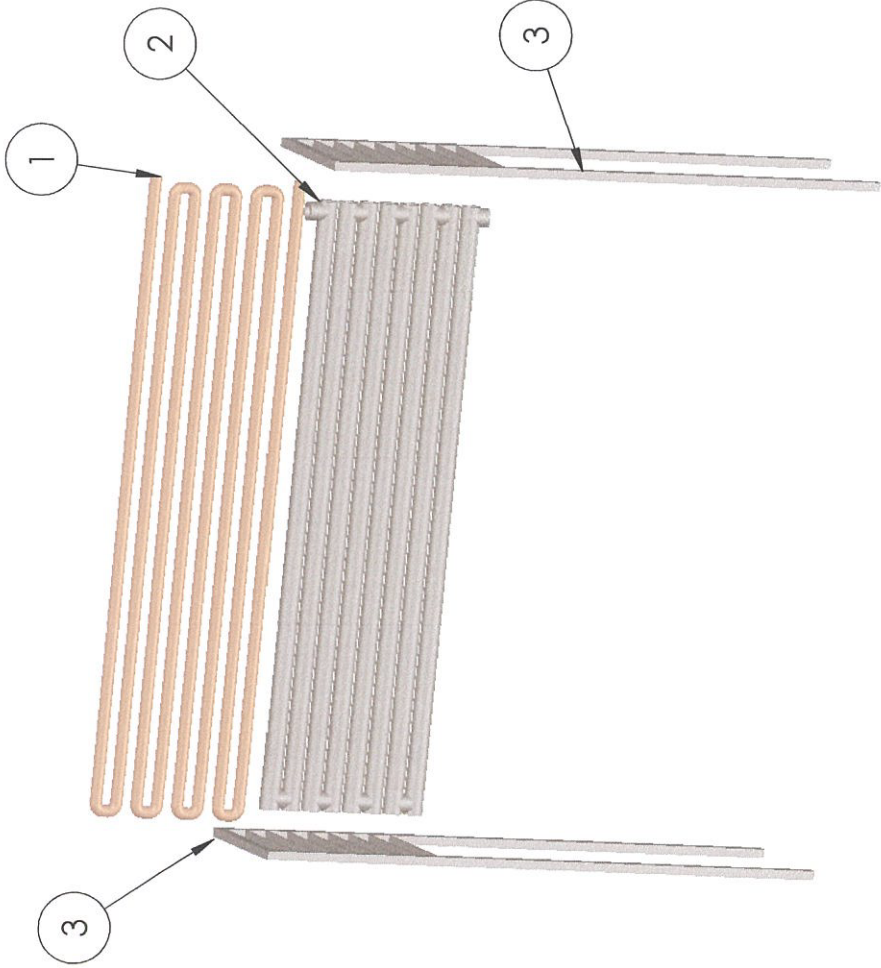
Acero al carbono

MASA

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANO N.º

NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.

1-3-5-0



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N.º DE PLANO
1	Tubo interno	1	1-4-1
2	Tubo anúlo	1	1-4-2
3	SopORTE enfriador	2	1-4-3

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA
25/05/12

NOMBRE
Jurado J.

VERF. 25/05/12

PLANO N.º

ESCALA
1:10

TÍTULO:

ENFRIADOR DE PRODUCTO

MATERIAL:

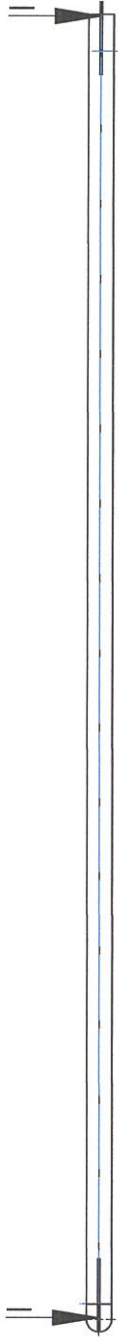
1:10

Definido

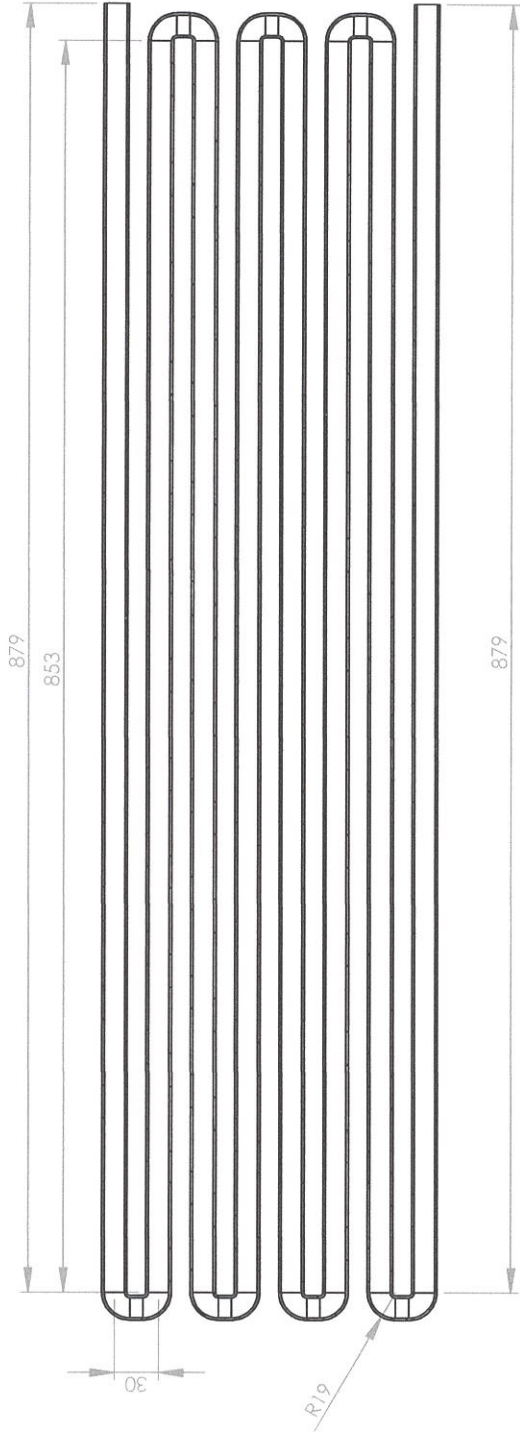
MASA

Definido

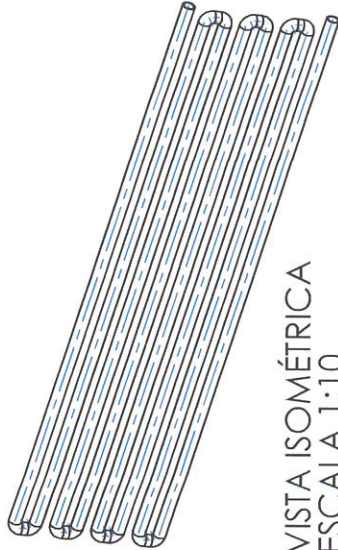
1-4-0



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN II-II
ESCALA 1 : 5



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

Nota: Tubo D.N. 3/8 in. sh. 10

FECHA	NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12	Jurado J.
VERF. 25/05/12	Vodopivec A.
PLANO N.º	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:

1-4-1

ENFRIADOR DE PRODUCTO

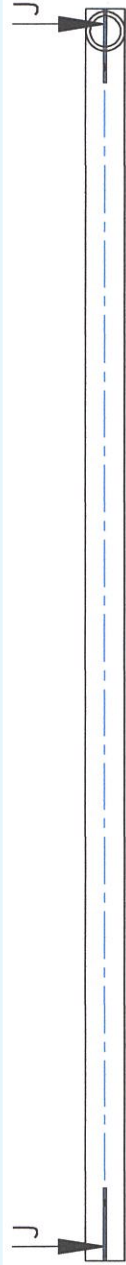
1:5

MATERIAL:

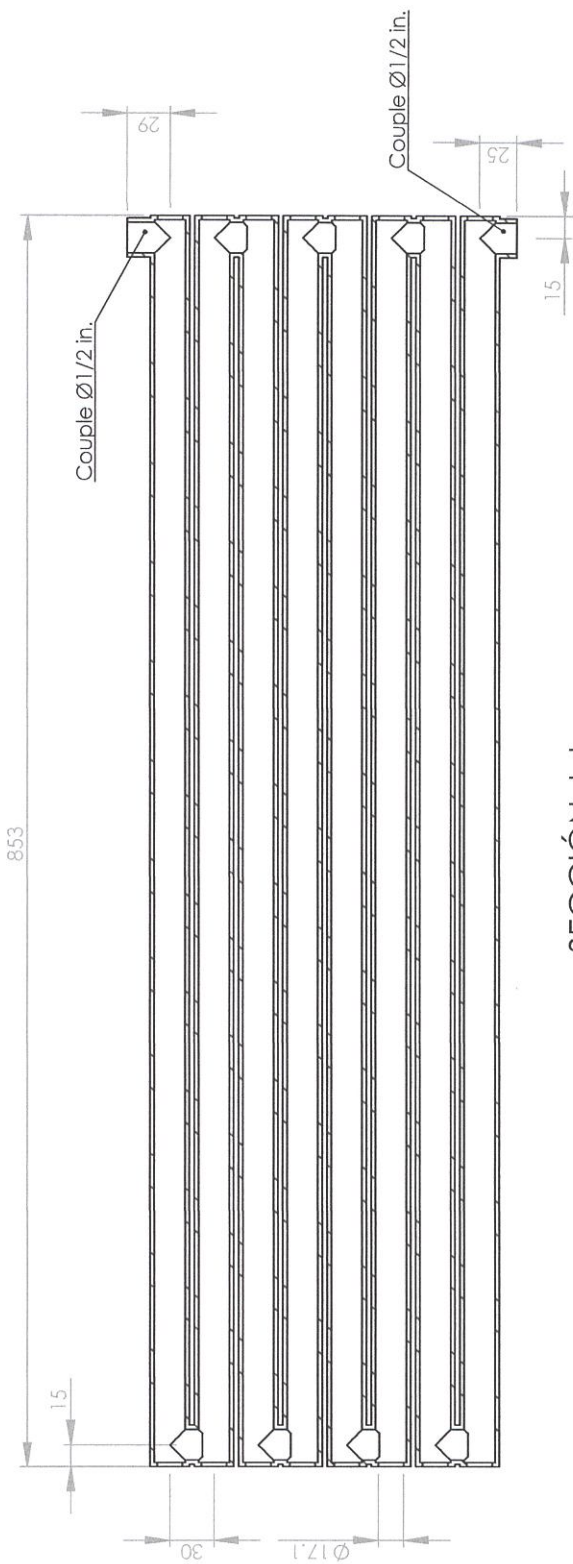
AISI 304

MASA

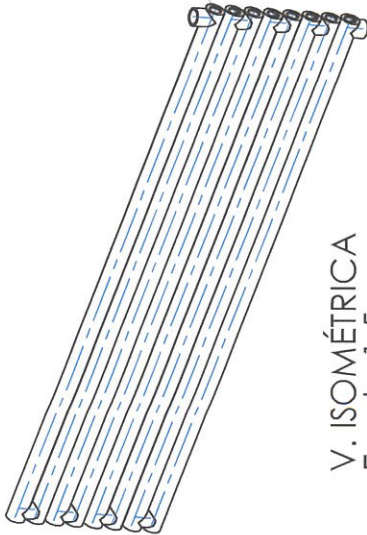
4.61 Kg



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 5



V. ISOMÉTRICA
Escala 1:5

Nota: Tubo D.N. 3/4in. Sh. 40

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vodopivec
PLANO N.º

PROYECTO DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA TÍTULO:

1:5

1-4-2

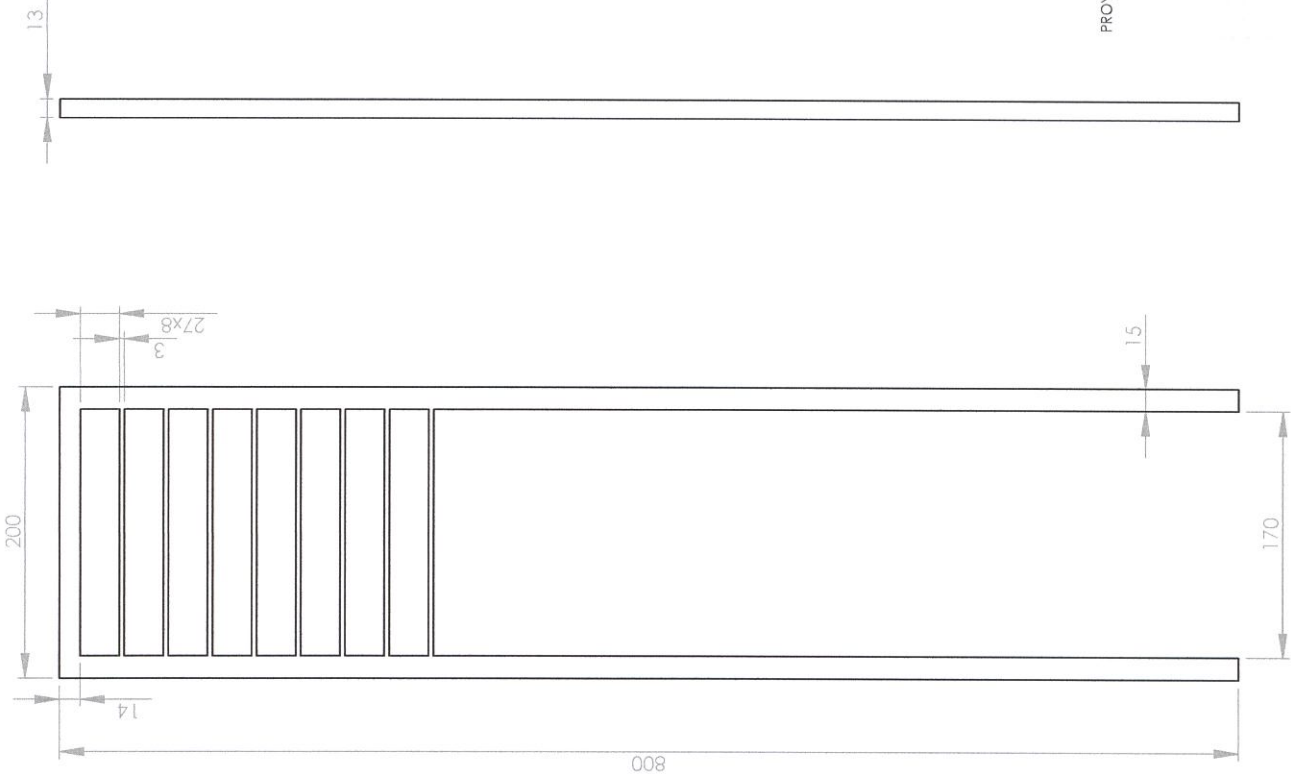
ENFRIADOR DE PRODUCTO

MATERIAL:

ACERO AL CARBÓN

MASA

11.60 Kg



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDACTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA **1:5**

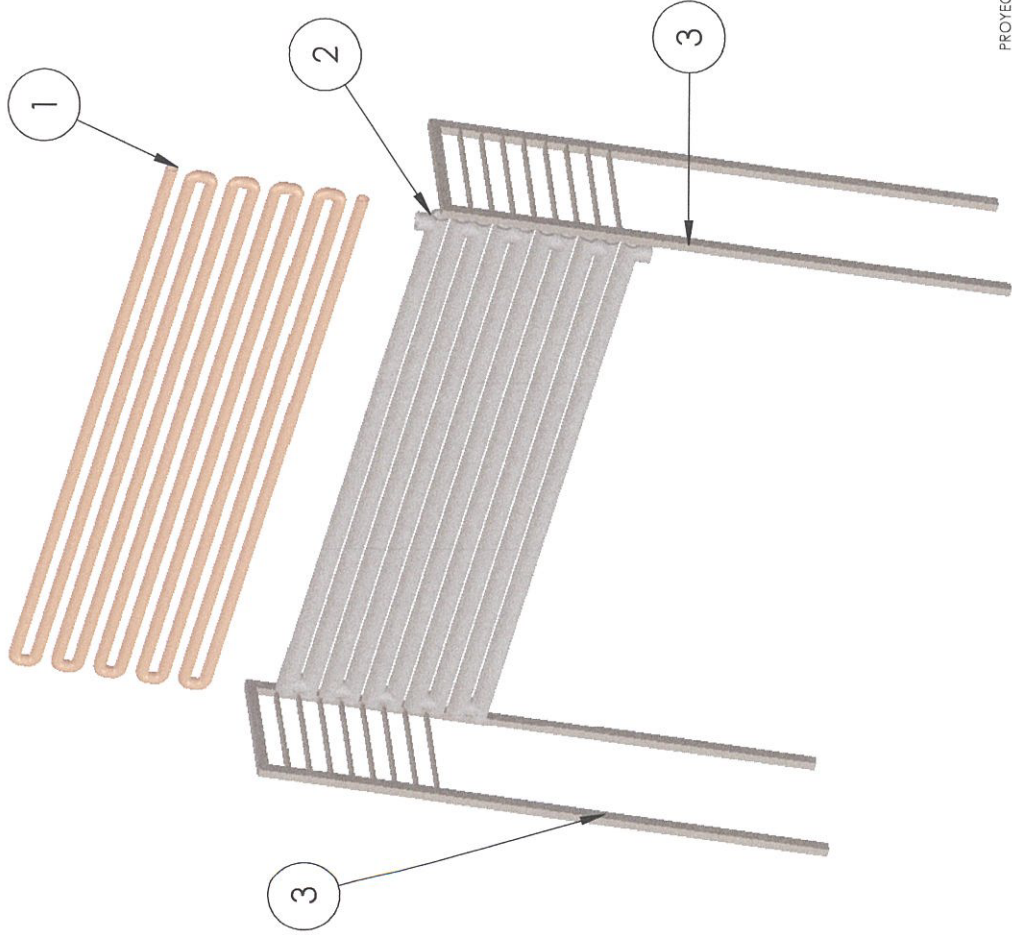
TÍTULO: **Enfriador de Producto**

MATERIAL: **ASTM A53**

1-5-3

FECHA **25/05/12** NOMBRE **Jurado J.**
DIBUJ. **25/05/12** VERF. **25/05/12** Voadpivec
PLANO N.º

MASA **3.09 Kg**



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N PLANO
1	Tubo interno	1	1-5-1
2	Tubo anular	1	1-5-2
3	SopORTE enfriador	2	1-5-3

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA

TÍTULO:

ENFRIADOR DE CONDENSADO

1:10

MATERIAL:

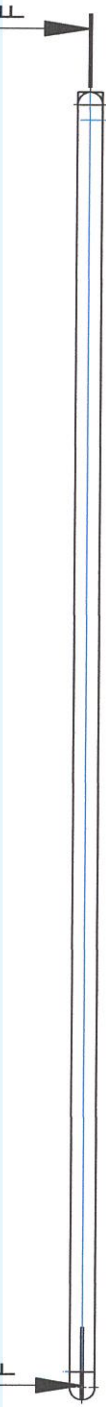
DEFINIDO

MASA

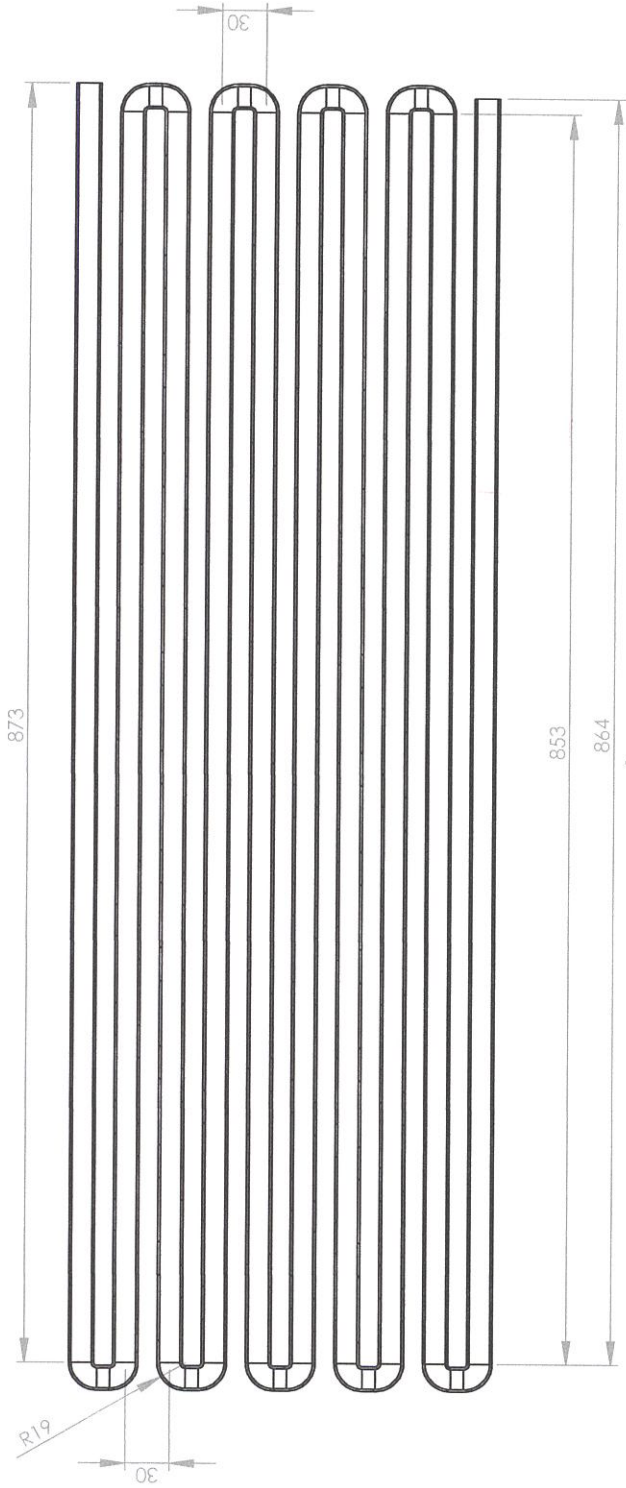
DEFINIDO

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vadopivec A.
PLANO N.º

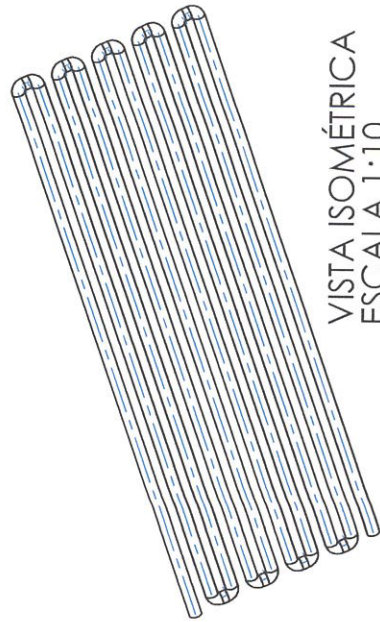
1-5-0



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 5



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:10

Nota: Tubo D.N. 3/8 in. sh. 10

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vodopivec A.
PLANO N.º

ICQA-ESPOL

PROYECTO DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA TÍTULO:

1-5-1

ENFRIADOR DE CONDENSADO

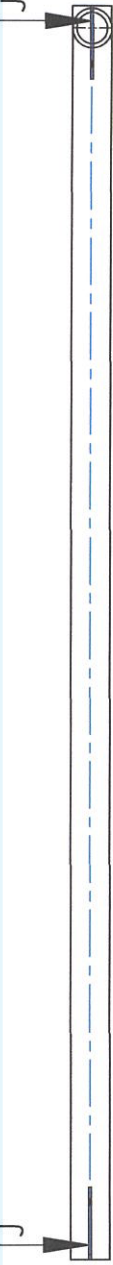
1:10

MATERIAL:

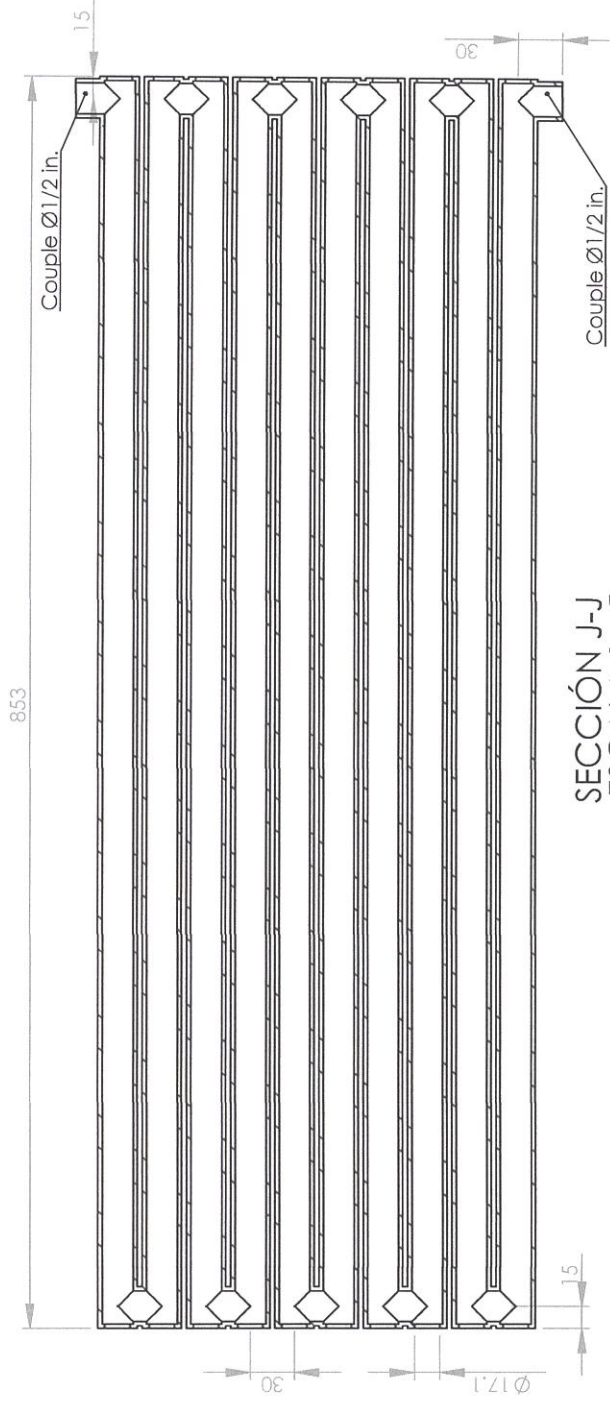
1-5-1

MASA

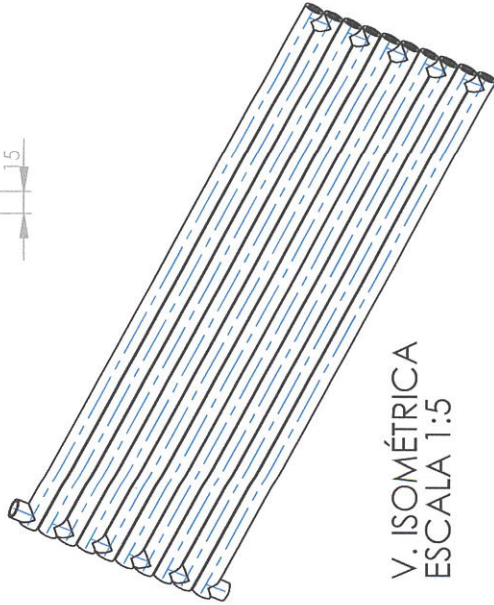
5.75 Kg



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 5



V. ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

Nota: Tubo D.N. 3/4in. Sh. 40

ICQA-ESPOL

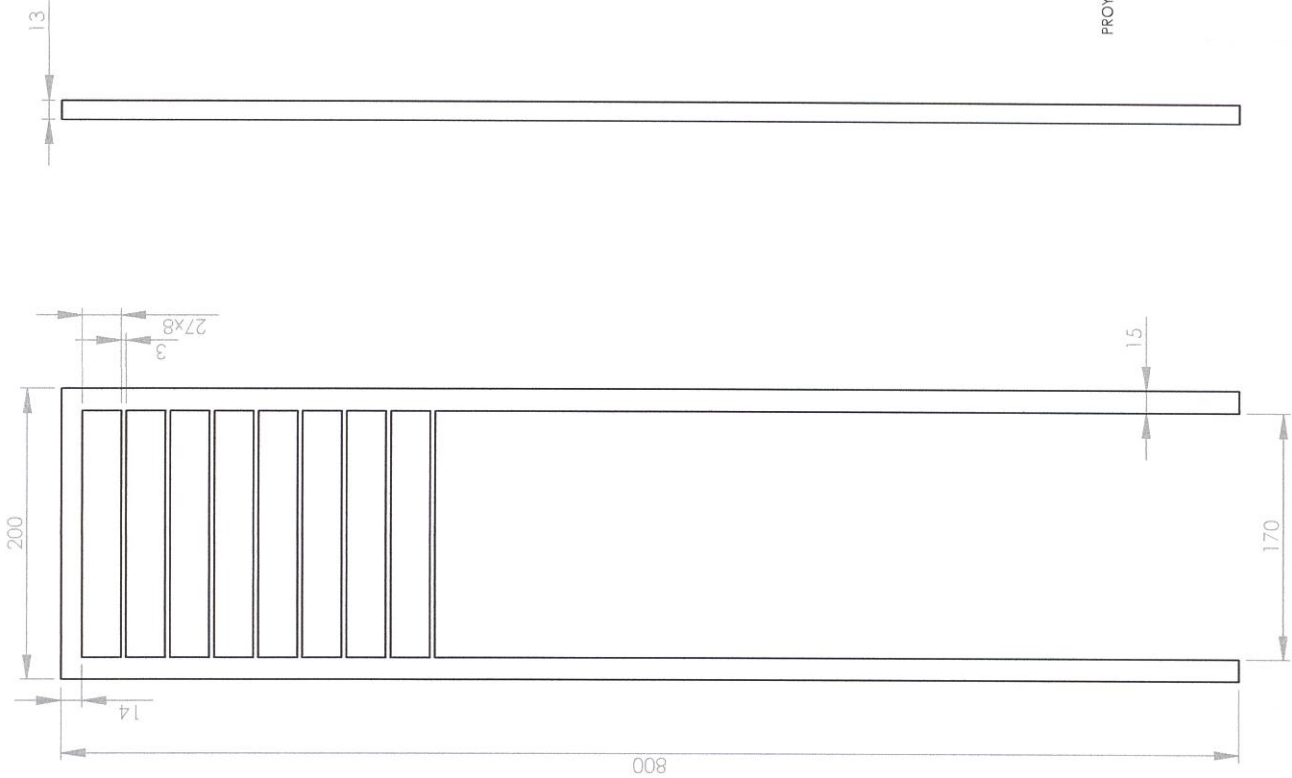
PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA **1:5**
TÍTULO: **ENFRIADOR DE CONDENSADO**
MATERIAL: **ACERO AL CARBÓN**

1-5-2

FECHA **25/05/12**
NOMBRE **Jurado J.**
DIBUJ. **25/05/12**
VERE. **25/05/12**
PLANO N.º **Vodopivec A.**

MASA **14.75 kg**



ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

1:5

TÍTULO:

ENFRIADOR DE CONDENSADO

MATERIAL:

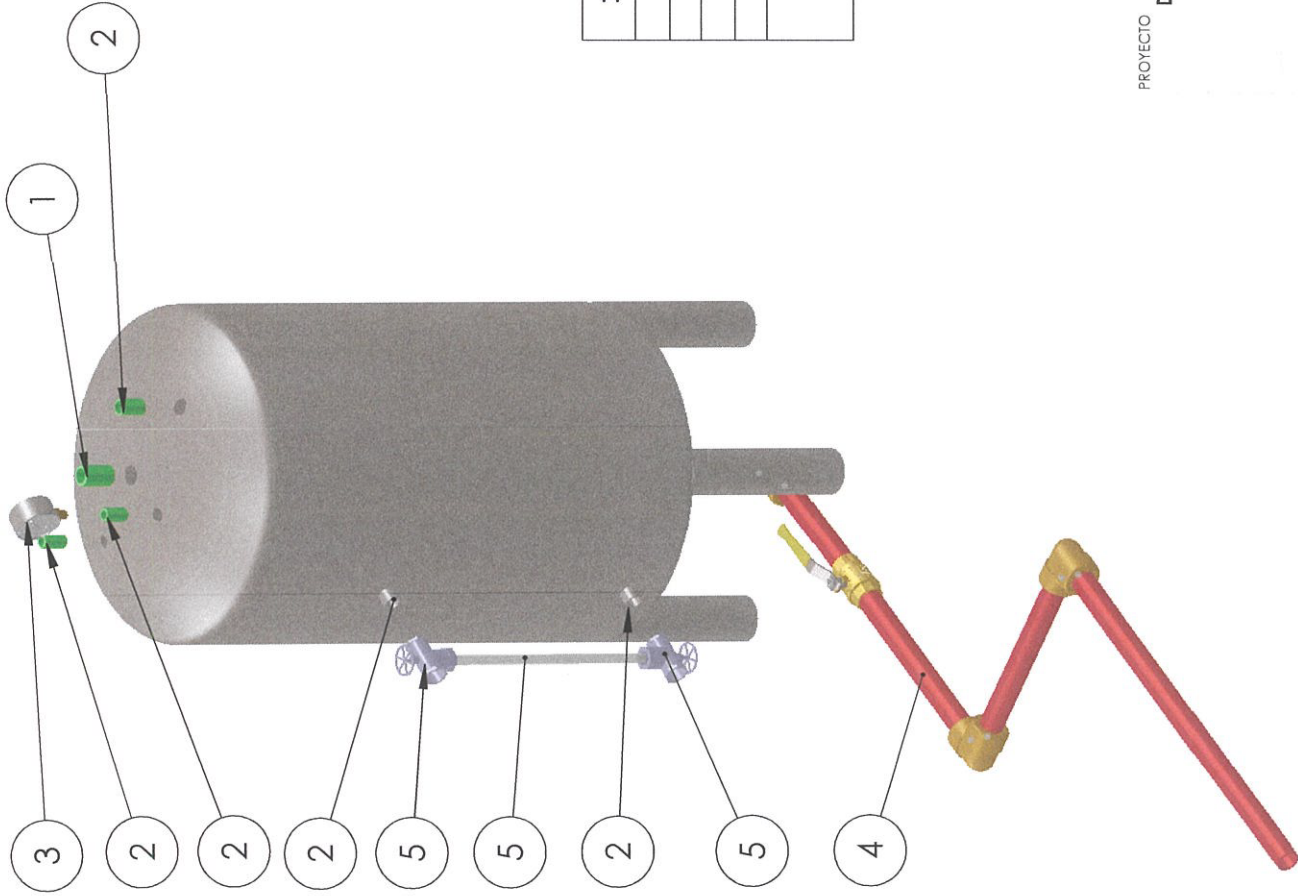
ACERO AL CARBÓN

FECHA
DIBUJ.
VERIF.
PLANO N.º

NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.

1-5-3

MASA
3.09 Kg



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N.º DE PLANO
1	Couple 1/2 in.	1	
2	Couple 1/4 in.	4	
3	Vacuómetro	1	
4	Tubería de liquidación	1	1-6-2
5	Tubo de vidrio y válvula angular de bronce Ø1/4 in.	1	1-6-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

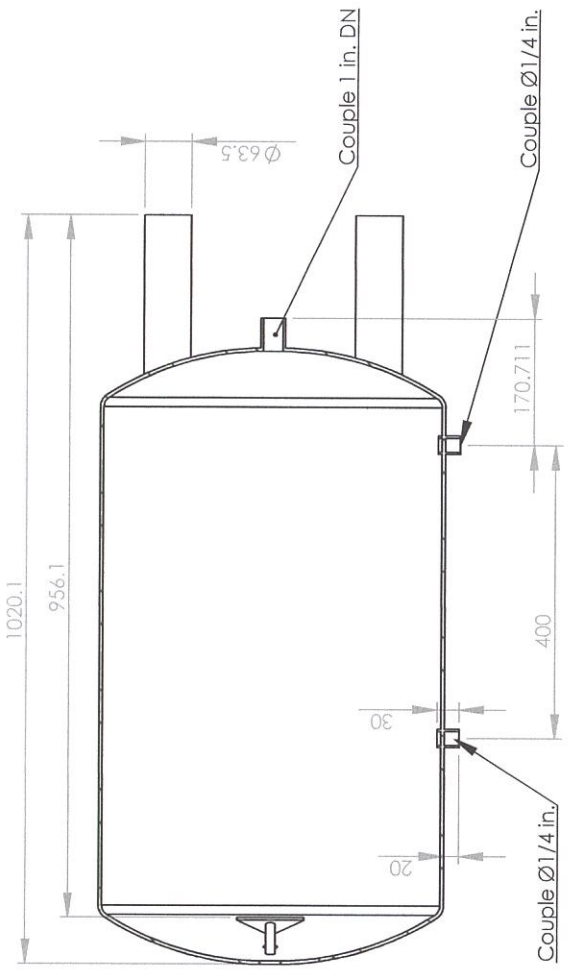
ESCALA **1:10** TÍTULO: **TANQUE DE CONDENSADO**

MATERIAL: **DEFINIDO**

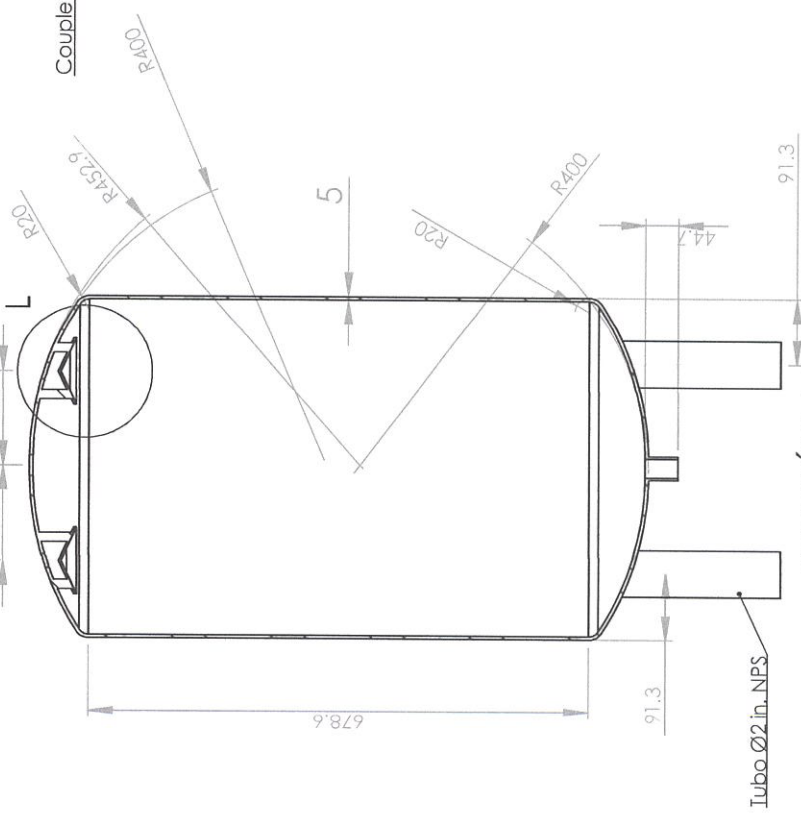
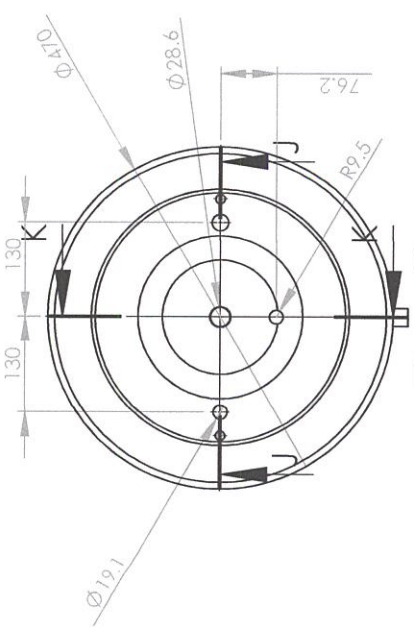
MASA **DEFINIDO**

FECHA **25/05/12** NOMBRE **Jurado J.**
DIBUJ. **25/05/12** VERF. **25/05/12** PLANO N.º **Vodopivec A.**

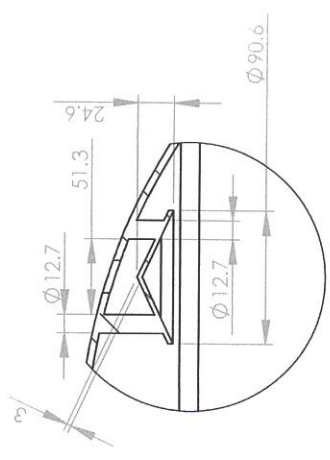
1-6-0



SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 10



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 10



DETALLE L
ESCALA 1 : 5

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANO N.º

NOMBRE
Jurado J.
Vodopivec A.

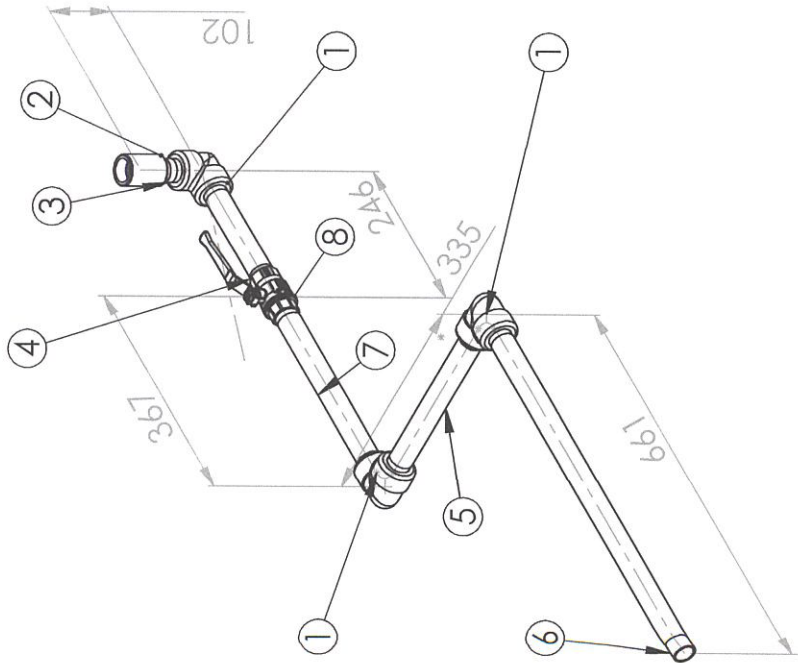
1-6-1

ESCALA
1:10

TÍTULO:
TANQUE DE CONDENSADO

MATERIAL:
AISI 304

MASA
76.82 Kg



ITEM	DESCRIPCIÓN	LONGITUD	CANTIDAD
1	Codo Ø1in. c/rosca clase 150		3
2	Couple Ø1in.		1
3	Tubo Ø1 in. Sch. 40	600mm	1
4	Tubo Ø1 in. Sch. 40	200mm	1
5	Tubo Ø1 in. Sch. 40	280mm	1
6	Tubo Ø1 in. Sch. 40	630mm	1
7	Tubo Ø1 in. Sch. 40	320mm	1
8	Válvula bronce de bola Ø1 in. c/roca clase 150		1

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

TANQUE DE CONDENSADO

1:10

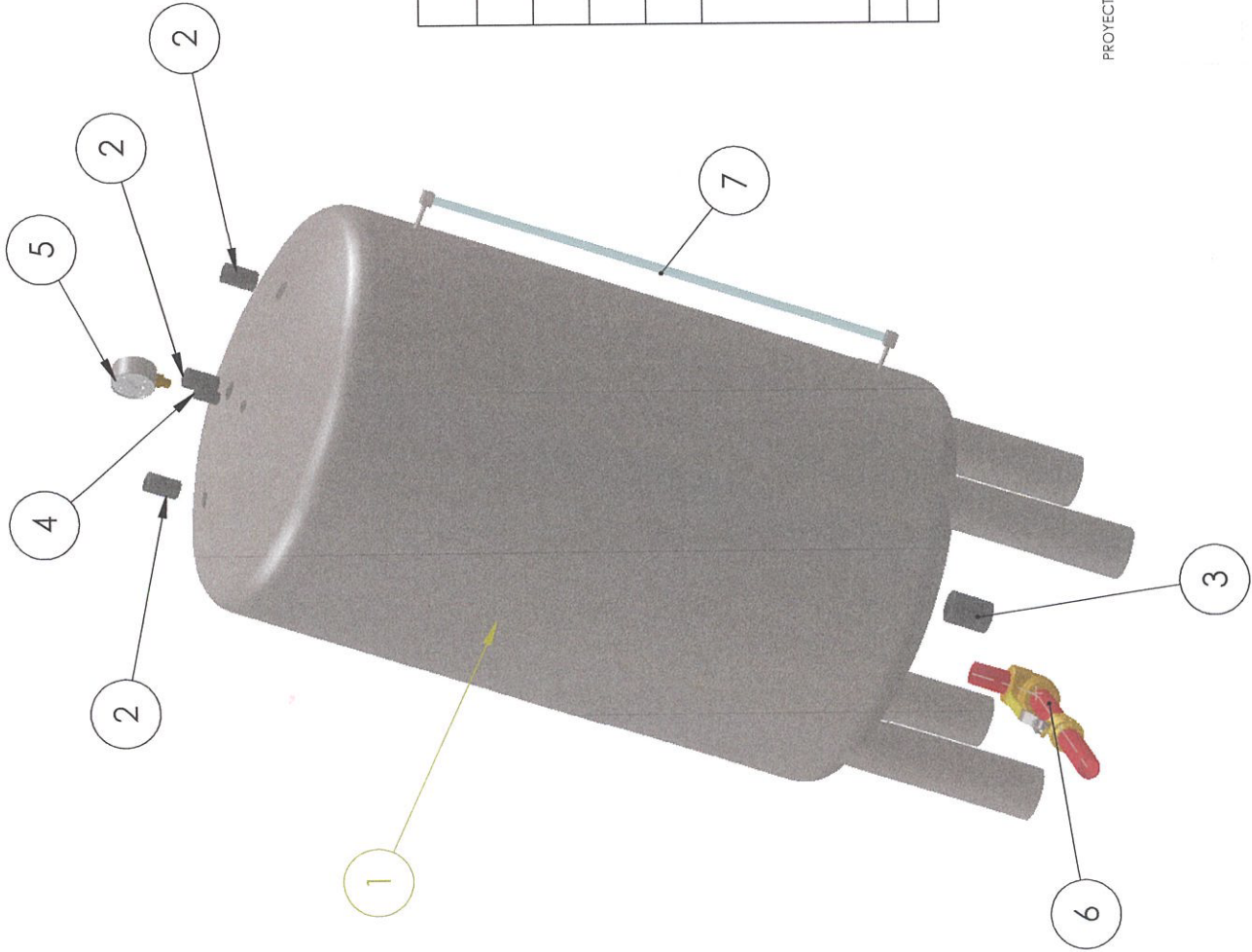
MATERIAL:

ACERO AL CARBÓN

MASA

FECHA
DIBUJ.
VERF.
25/05/12
25/05/12
Jurado J.
Vodopivec A.
PLANO N.º

1-6-2



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	N. LAMINA
1	Carcaza	1	1-7-1
2	Couple Ø1/2 in., c/rosca, ASTM A105.	3	
3	Couple Ø1in., c/rosca, ASTM A105.	1	
4	Couple Ø1/4 in., c/rosca, ASTM A105.	1	
5	Vacuómetro Bimetalico con termopozo, conexión 1/2" NPT, rango: 0-100 psig escala presiones positivas, 30-0 inHg escala presiones negativas.	1	
6	Tuberia de liquidación	1	1-7-1
7	Visor de nivel	1	1-7-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

TANQUE DE VACÍO

1:10

MATERIAL:

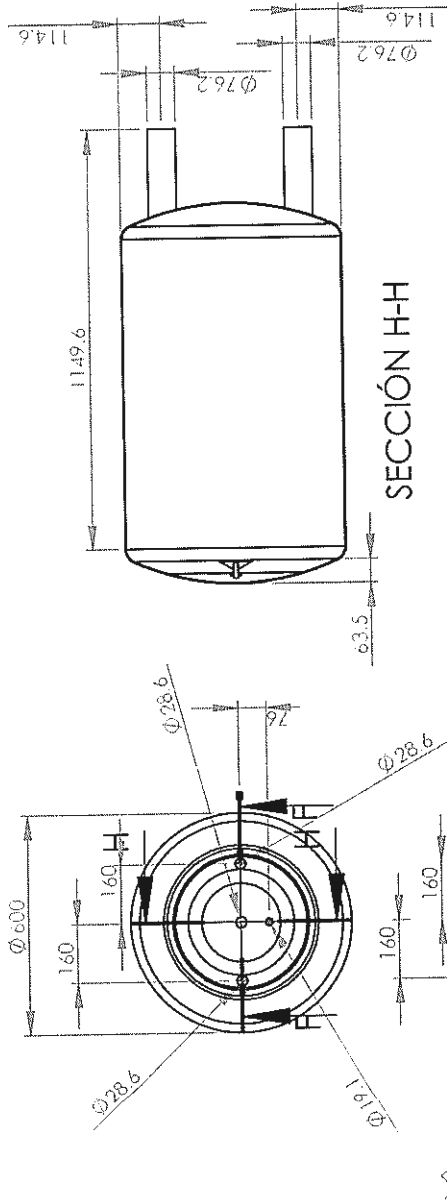
DEFINIDO

MASA
DEFINIDO

FECHA
DIBUJ.
VERF.
PLANONº

NOMBRE
Jurado J.
Vodaplvec

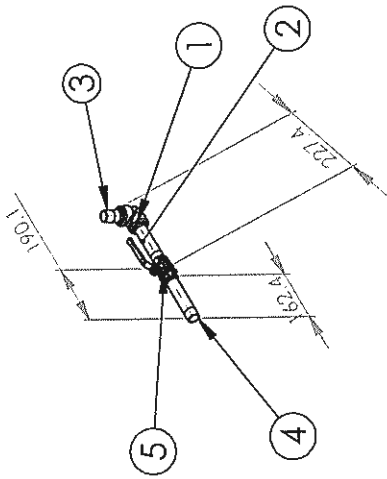
1-7-0



SECCIÓN H-H

DETALLE G
ESCALA 1:5

ITEM	DESCRIPCIÓN	LONGITUD	CANTIDAD
1	Codo Ø1.0 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.		1
2	Tubo Ø1.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	150mm	1
3	Tubo Ø1.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	68mm	1
4	Tubo Ø1.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	162mm	1
5	Válvula de bola Ø1.0 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.		1



ICQA-ESPOL

PROYECTO DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA 25/05/12
DIBUJ. Jurado J.
VERT. 25/05/12
PLANO N.º

NOMBRE

Vodopivec

1-7-1

ESCALA

TÍTULO:

TANQUE DE VACÍO

1:20

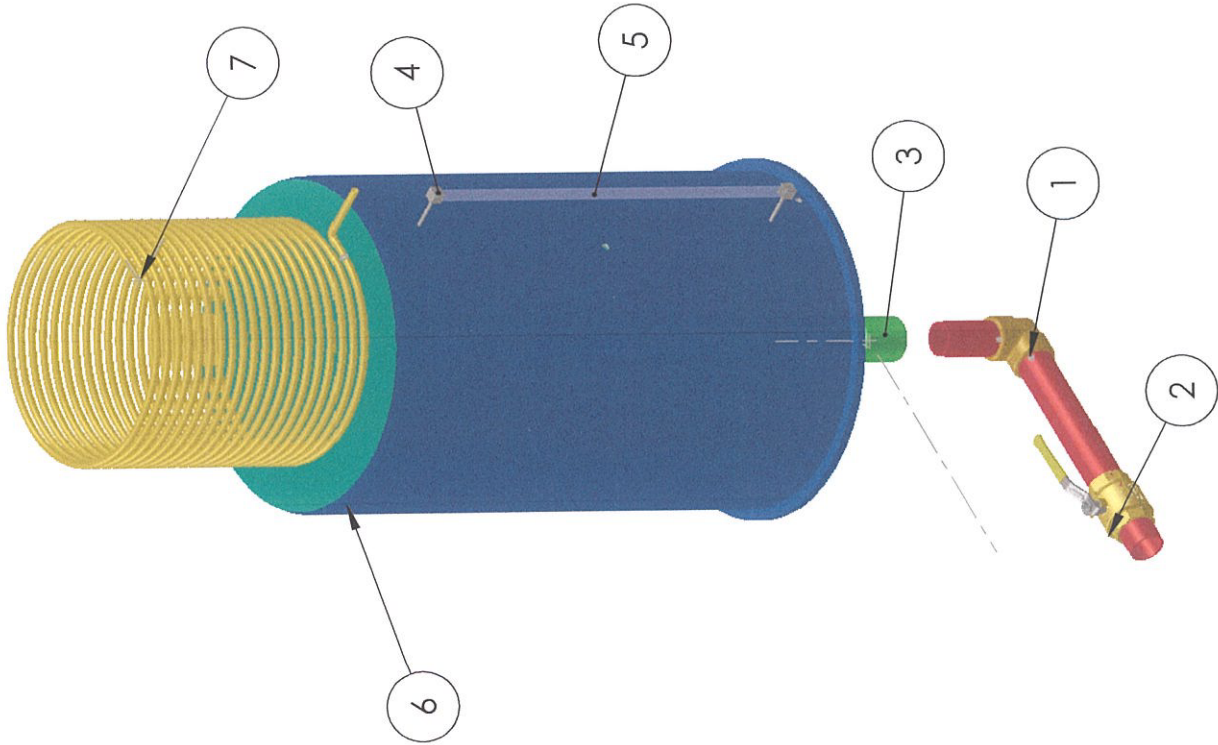
MATERIAL:

AISI 304

MASA

97.60 Kg

SECCIÓN F-F



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	N. DE LAMINA
1	Tubería de liquidación.	1	1-8-1
2	Válvula de bola Ø0.375 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
3	Couple Ø2.0 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
4	Válvula angular Ø0.75 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	2	
5	Tubo de vidrio, material: borosilicato, Ø0.75inx680mm.	1	
6	Carcaza del tanque de solución final.	1	1-8-2
7	Serpentín enfriador.	1	1-8-1

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA

1:12

MATERIAL:

DEFINIDO

TÍTULO: **TANQUE DE SOLUCIÓN FINAL**

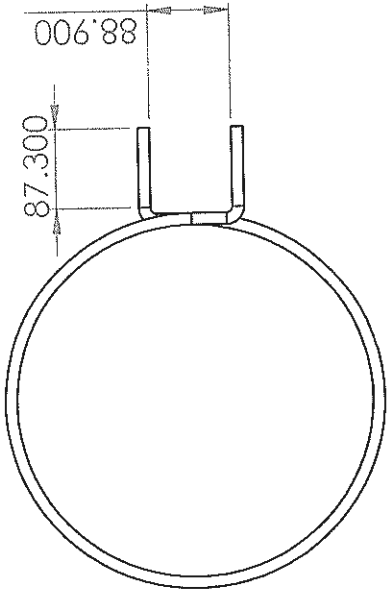
MASA

DEFINIDO

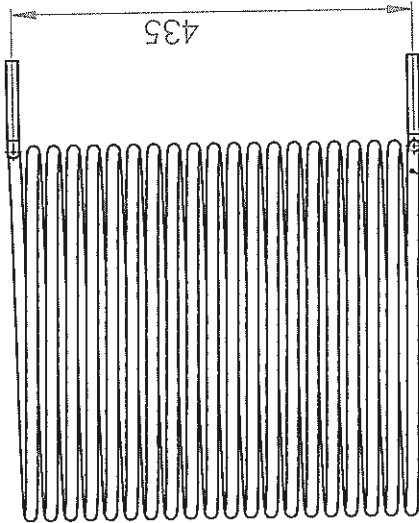
FECHA **25/05/12** NOMBRE **Jurado J.**
DIBUJ. **25/05/12** VERF. **25/05/12** PLANONº **Vodaplvec**

1-8-0

Serpentín enfriador

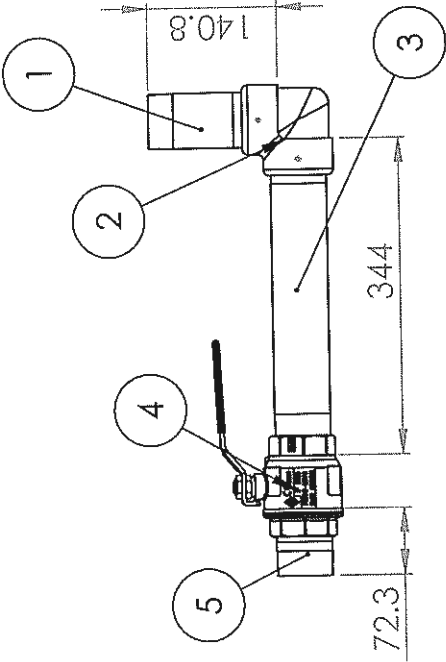


Epira de diametro 0.40m y de 20 rev



Tubo cobre Ø1 1/2in. 14B.W.G.

Tubería de liquidación



ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	LONG.
1	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	119mm
2	Codo Ø0.250 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
3	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	304mm
4	Válvula de bola Ø2.0 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
5	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	63mm

ICQA-ESPOL

PROYECTO DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA 1:8

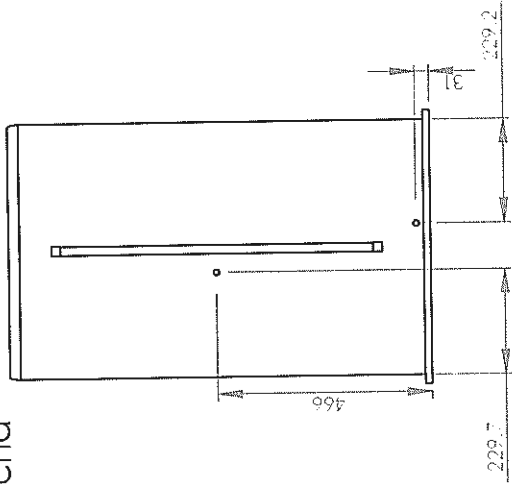
TÍTULO: TANQUE DE SOLUCIÓN FINAL

MATERIAL: DEFINIDO

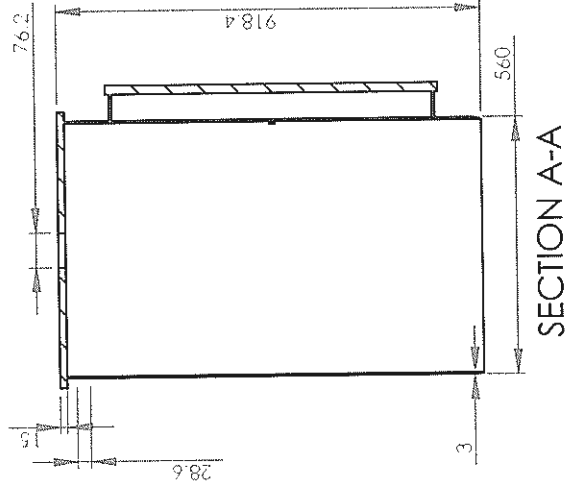
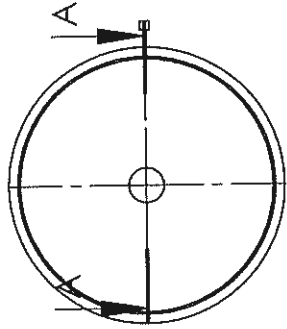
MASA

FECHA 25/05/12
NOMBRE Jurado J.
DIBUJ. 25/05/12
VERF. 25/05/12
Vodop'vec
PLANO N.º

v. lateral derecha



v. superior



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA **1:16**

TÍTULO: **TANQUE DE SOLUCIÓN FINAL**

FECHA **25/05/12** NOMBRE **Jurado J.**

DIBUJ. **25/05/12** VERF. **25/05/12** Votop/vec

PLANO N.º

1-8-2

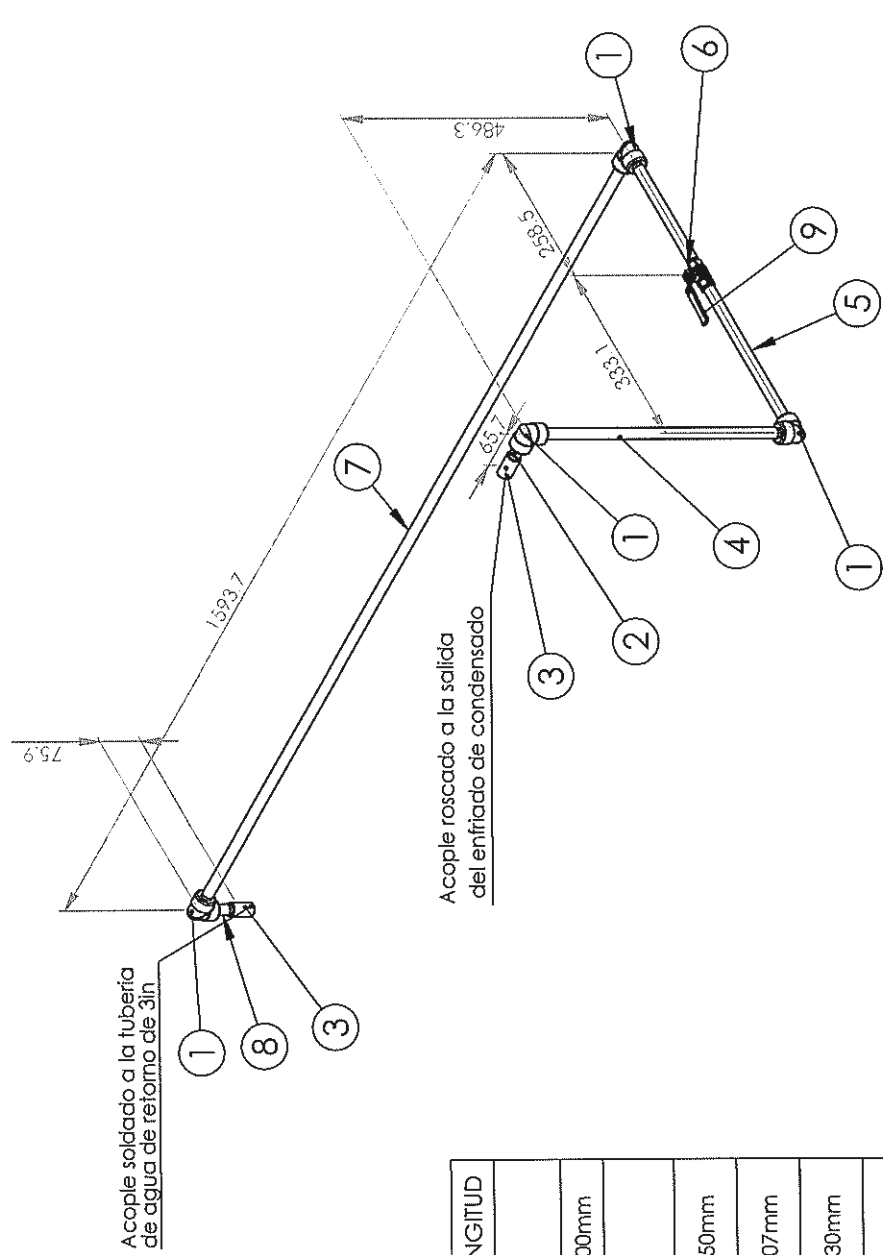
MATERIAL:

DEFINIDO

MASA **DEFINIDO**

APÉNDICE D3

Sistemas de tuberías de interconexión en la Unidad de Evaporación



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø0.375 in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105	4	
2	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	400mm
3	Couple Ø0.375 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105	2	
4	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	450mm
5	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	307mm
6	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	230mm
7	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	1560mm
8	Tubo Ø0.375 in, NPS, sch. 40, ASTM A53	1	50mm
9	Válvula de bola Ø0.375 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

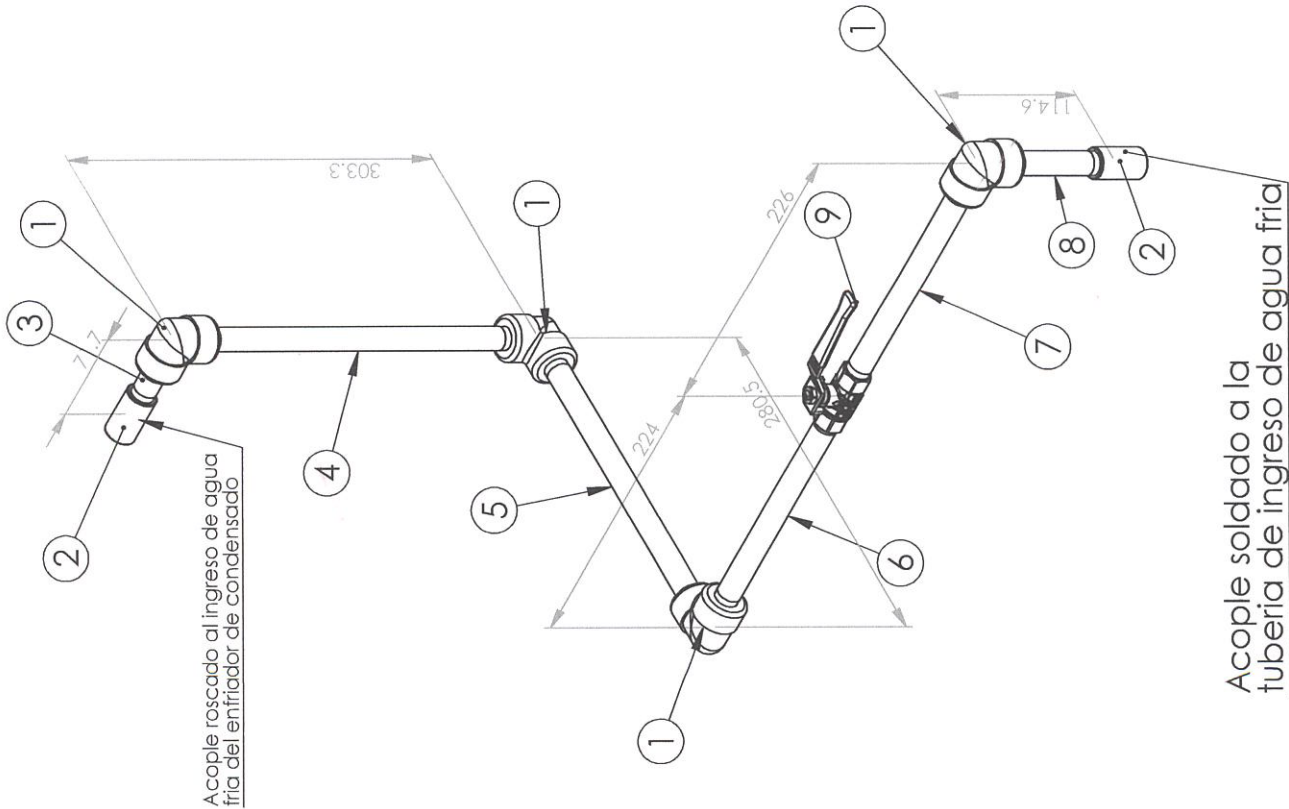
ESCALA 1:1

TÍTULO: TUBERÍA DE CONDENSADO

MATERIAL: DEFINIDO

MASA

FECHA 25/05/12
DIBUJ. Jurado J.
VERF. 25/05/12
NOMBRE Vadopivec
PLANO N.º



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø0.375 in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
2	Couple Ø0.375 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
3	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	45mm
4	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	267mm
5	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	244mm
6	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	191mm
7	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	193mm
8	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	88mm
9	Válvula de bola Ø0.375 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO: **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

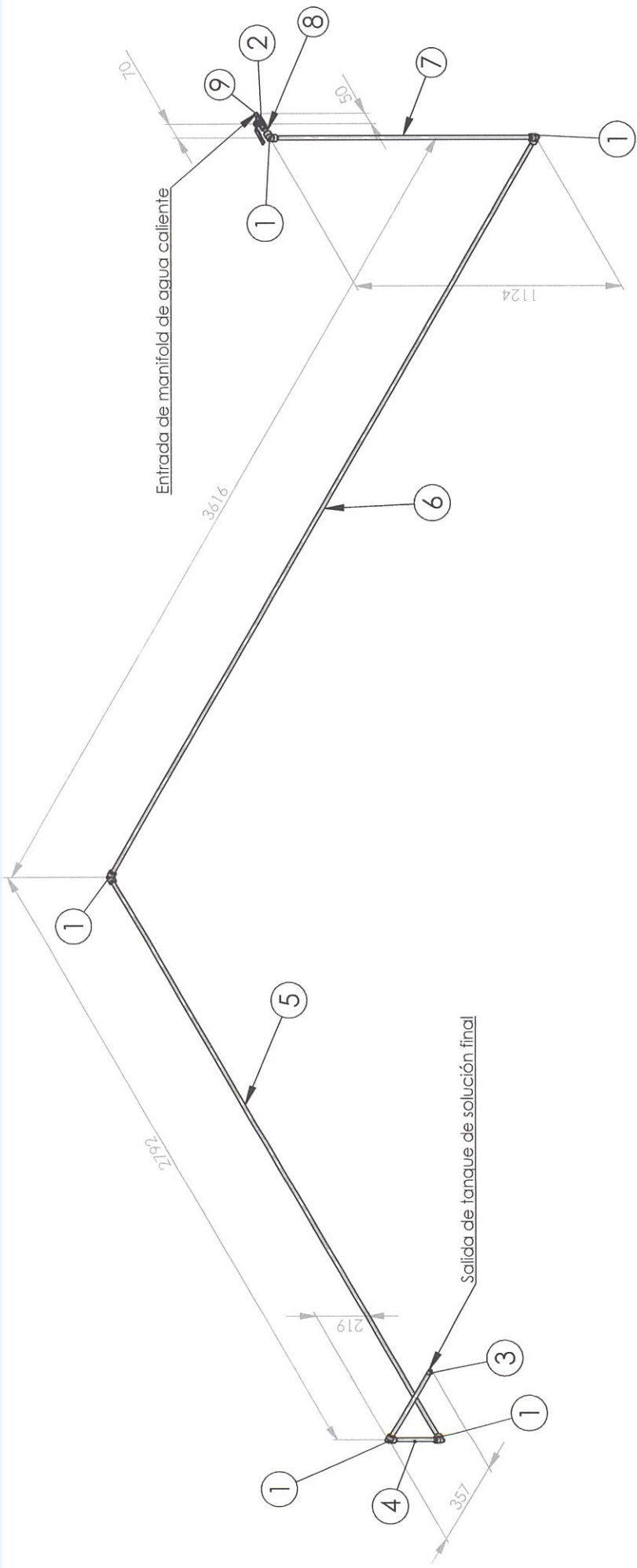
ESCALA: TÍTULO:

1:5 MATERIAL:

TUBERÍA DE AGUA FRÍA
DEFINIDO

MASA

FECHA: 25/05/12
DIBUJ.: Jurado J.
VERF.: 25/05/12
PLANO N.º: Vadoplavec



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

FECHA 25/05/12

NOMBRE

Jurado J.

VERF. 25/05/12

Vodopivec

PLANO N.º

2-3

TUBERÍA DE AGUA CALIENTE

ESCALA 1:20

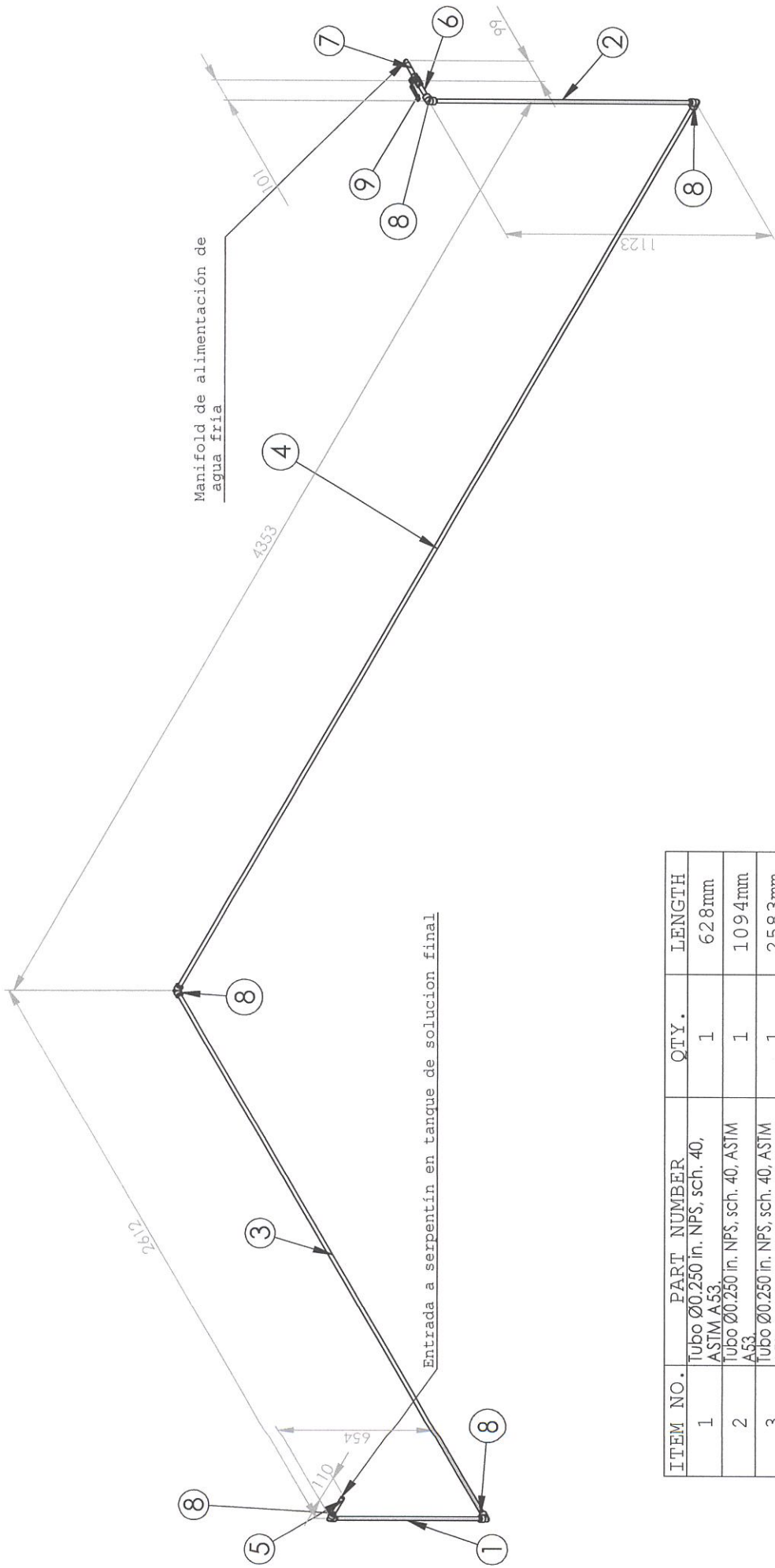
TÍTULO:

MATERIAL:

DEFINIDO

MASA

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø0.250 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5	
2	Válvula de bola Ø0.250 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
3	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	336mm
4	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	190mm
5	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	2762mm
6	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	3587mm
7	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1094mm
8	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	40mm
9	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	36mm



ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

1:20 MATERIAL: **TUBERÍA DE AGUA FRÍA**
DEFINIDO

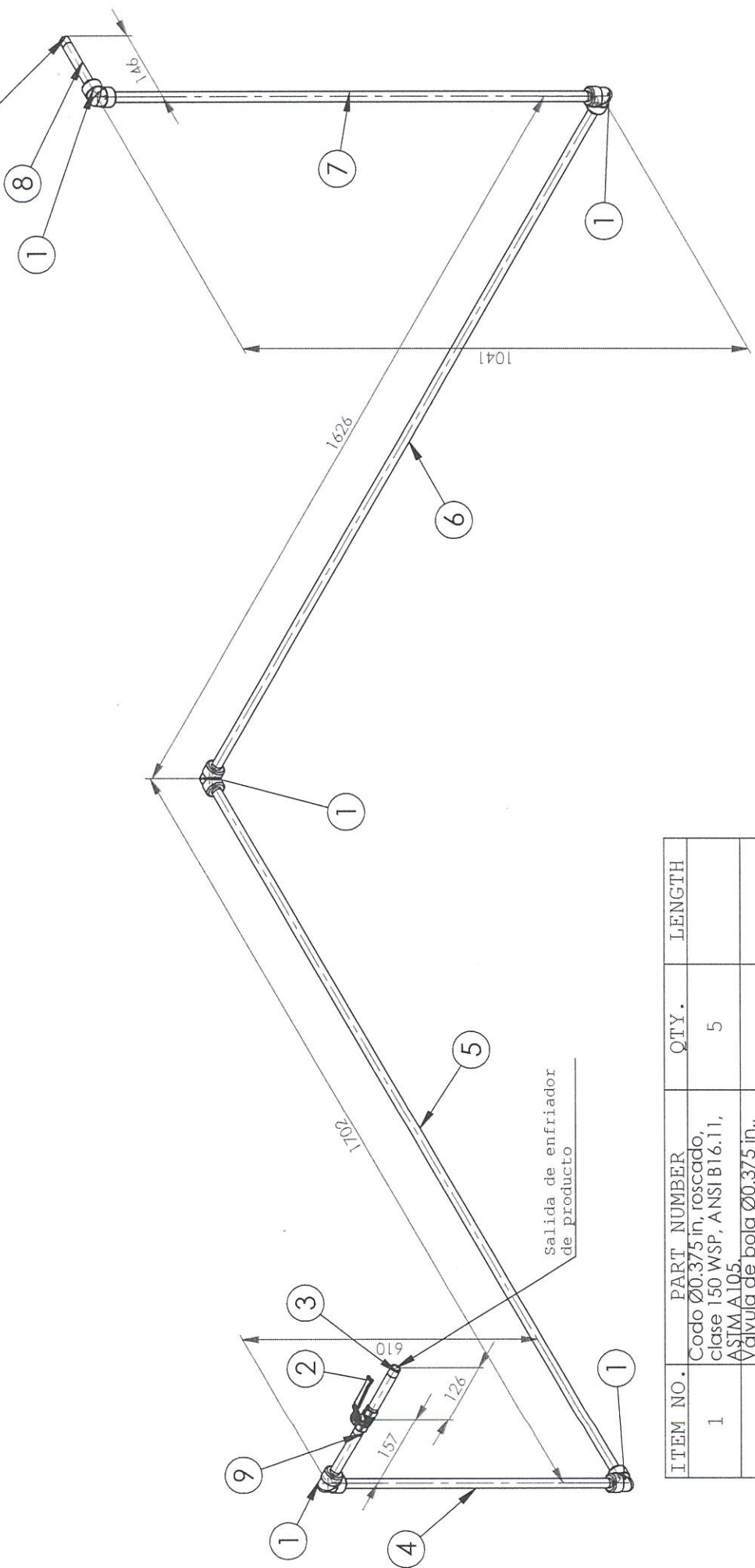
FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vadapivec
PLANO N.º

2-4

MASA

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.	LENGTH
1	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	62 8mm
2	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	1 0 9 4mm
3	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	2 5 8 3mm
4	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	4 3 2 3mm
5	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	9 2mm
6	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	7 2mm
7	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53	1	8 4mm
8	Codo Ø0.250 in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105	5	
9	Valvula de bola Ø0.250 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

Entrada a colector de agua caliente



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.	LENGTH
1	Codo Ø0.375 in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5	
2	Válvula de bola Ø0.375 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
3	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1 07 mm
4	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	573 mm
5	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1 666 mm
6	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1 589 mm
7	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1 005 mm
8	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1 19 mm
9	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	121 mm

ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:
TUBERÍA DE AGUA CALIENTE
MATERIAL:
DEFINIDO

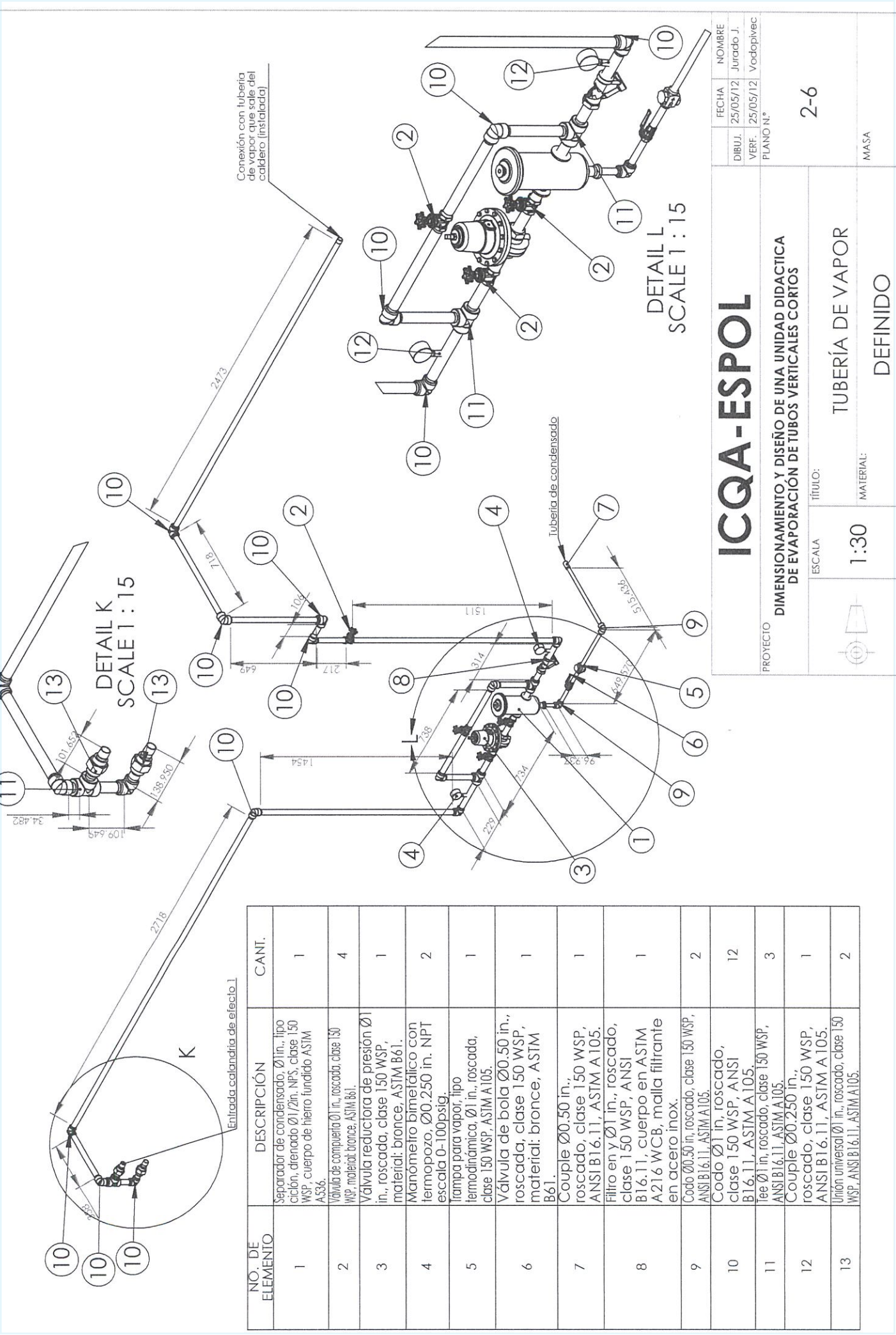


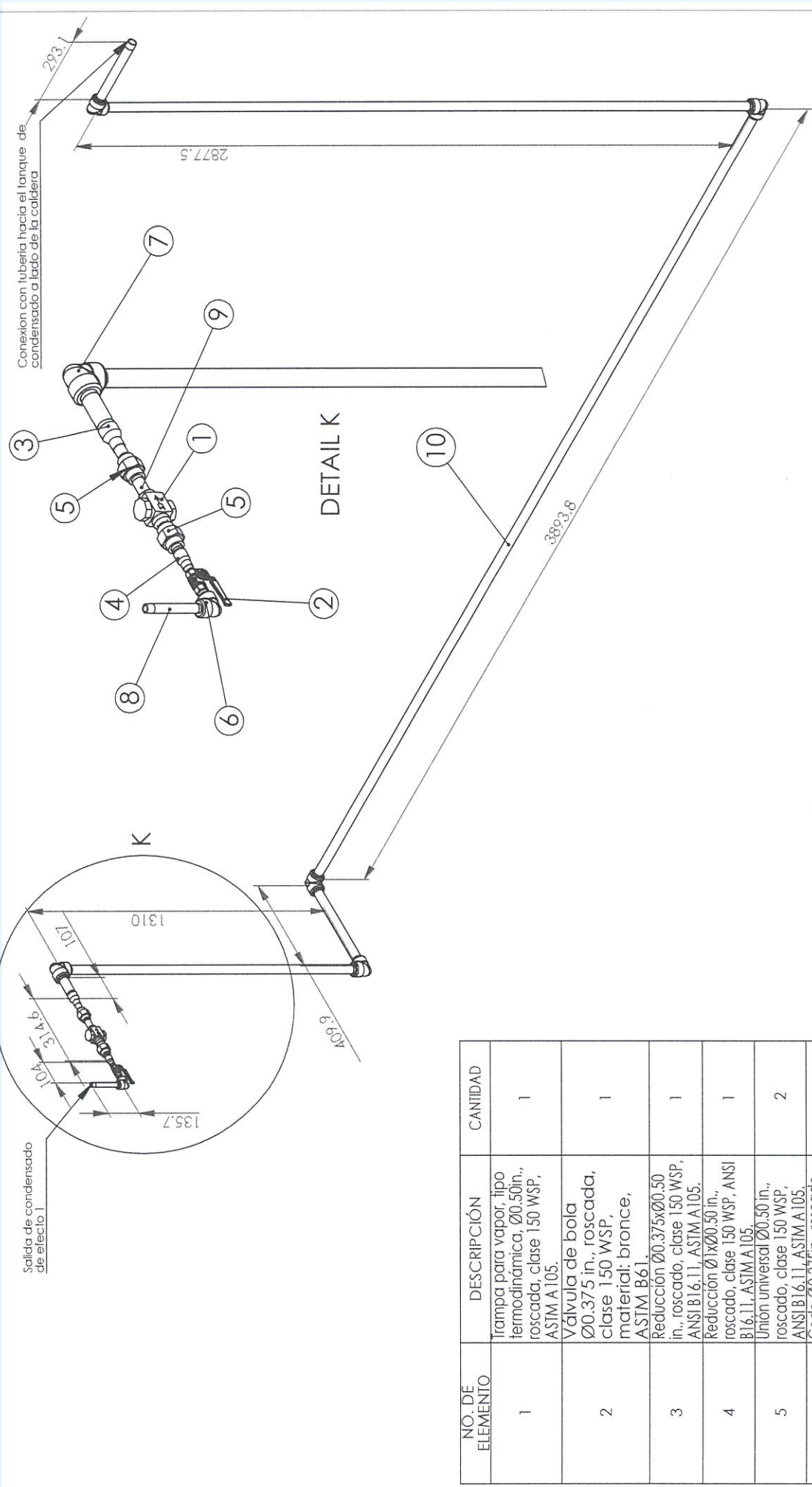
1:11

FECHA	NOMBRE
25/05/12	Jurado J.
VERF.	25/05/12
PLANOS	Vodapivec

2-5

MASA





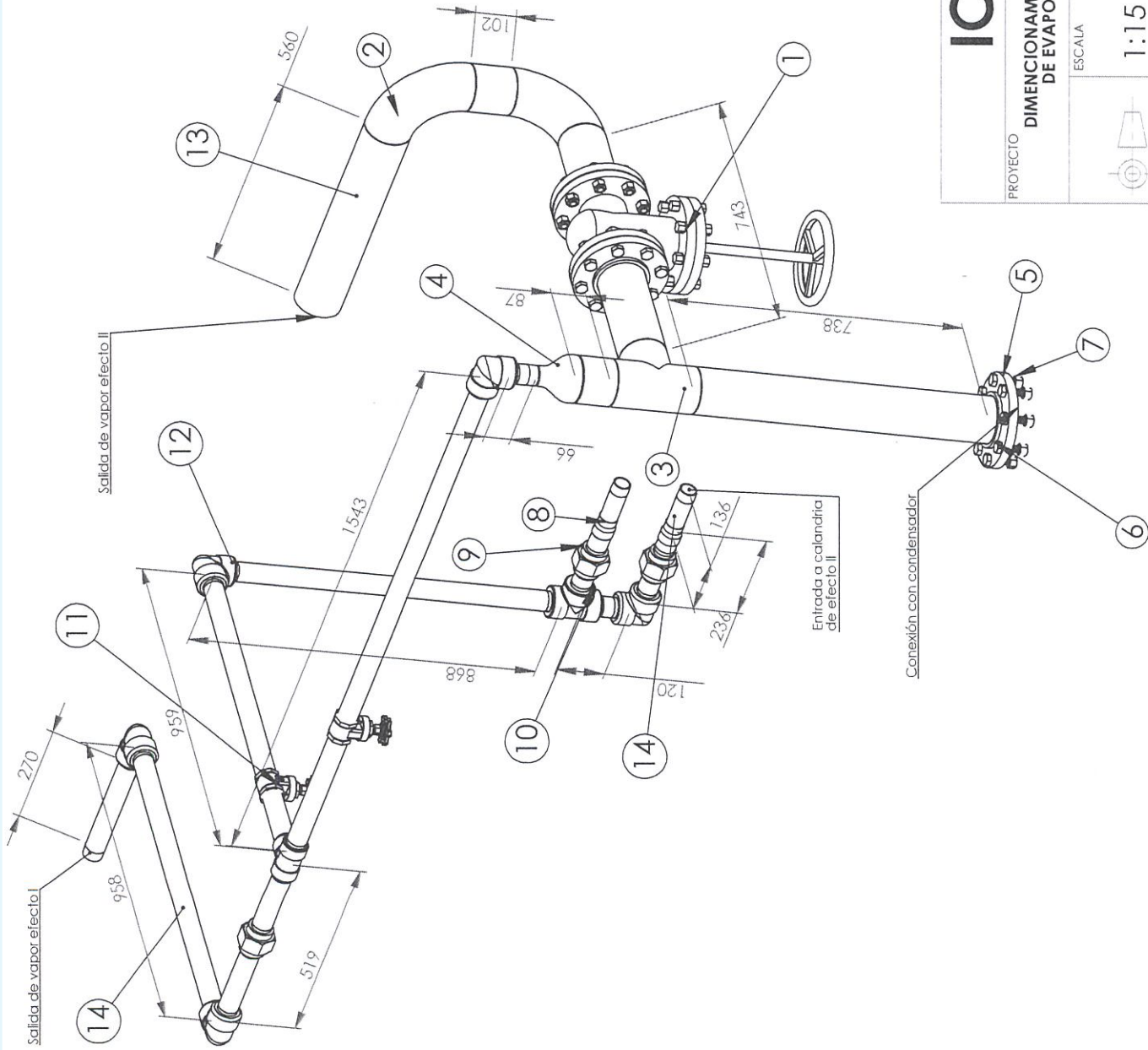
NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Trampa para vapor, tipo termodinámica, Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, ASTM A105.	1
2	Válvula de bola Ø0.375 in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1
3	Reducción Ø0.375xØ0.50 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
4	Reducción Ø1xØ0.50 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
5	Unión universal Ø0.50 in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2
6	Codo Ø0.375in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
7	Codo Ø1in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5
8	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	
9	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	
10	Tubo Ø1 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	

ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA: 1:11
TÍTULO: TUBERÍA DE CONDENSADO
MATERIAL: DEFINIDO

FECHA	NOMBRE
25/05/12	Jurado J.
VERF.	PLANO N.º
25/05/12	Vodopivec



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	Valvula de compuerta Ø4in., bridada, clase 150 WSP, material ASTM A105.	1
2	Codo Ø4in., soldado, sch. 40, ANSI B16.11, ASTM A105.	2
3	Tee Ø4in., soldado, sch. 40, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
4	Reducción Ø4xØ1.5in., soldado, sch. 40, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
5	Brida Ø4in., slip-on, clase 150 WSP, ANSI B16.5, ASTM A105.	3
6	B1823.6M - Heavy hex bolt M16 x 20 x 65 - 385	24
7	B182.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 - W-5	24
8	Reducción Ø1.5xØ1.25in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2
9	Unión universal Ø1.5in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	3
10	Tee Ø1.5in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
11	Valvula de compuerta Ø1.5in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	2
12	Codo Ø1.5in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5
13	Tubo Ø4in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	
14	Tubo Ø1.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	
15	Tubo Ø1.25in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDACTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA
TÍTULO:

1:15

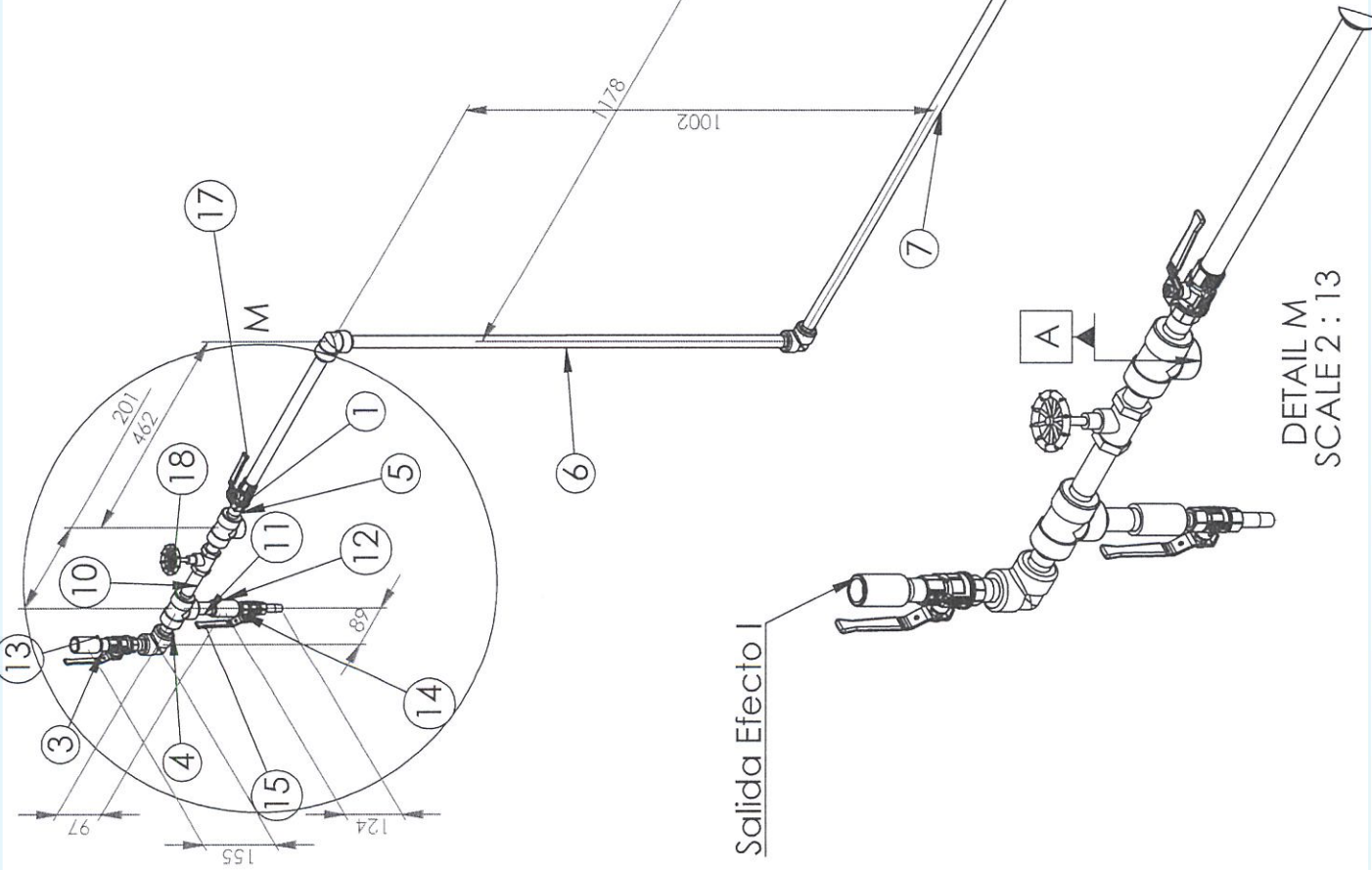
MATERIAL:

TUBERÍA DE VAPOR

DEFINIDO

FECHA	NOMBRE
25/05/12	Jurado J.
VERF.	PLANO N.º
25/05/12	Vodapivec

NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Tee Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	3	
2	Codo Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
3	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	120mm
4	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	48mm
5	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	424m
6	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	957m
7	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1140m
8	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	253mm
9	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	151mm
10	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	159mm
11	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	71mm
12	Bushing Ø0.50xØ0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
13	Couple Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
14	Tubo Ø0.250in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	109mm
15	Válvula de bola Ø0.250in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
16	Rotámetro, tipo flotador, Ø0.50in., roscado 10 L/min.	1	
17	Válvula de bola Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	2	
18	Válvula de aguja Ø0.50in., con punta reguladora, roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

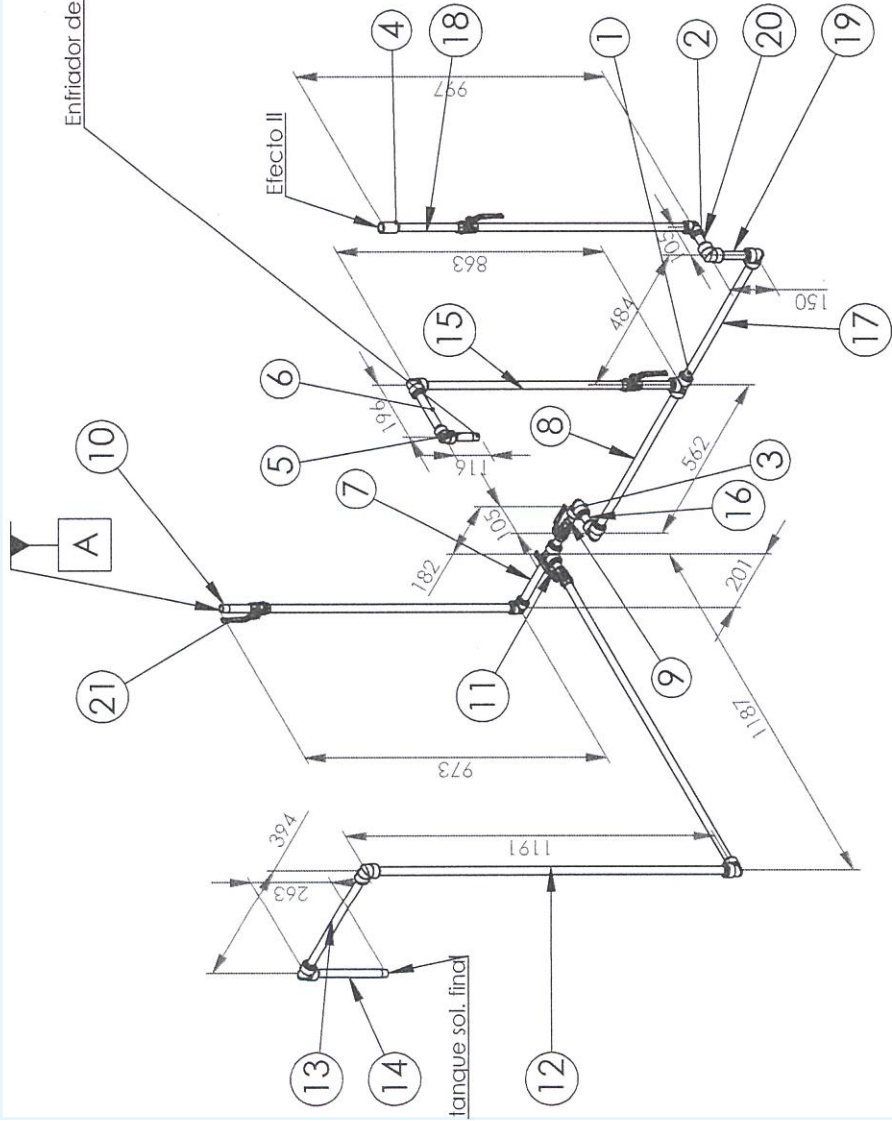


ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA	TÍTULO:	TUBERÍA DE SOLUCIÓN
1:13	MATERIAL:	DEFINIDO

FECHA	NOMBRE
25/05/12	Jurado J.
VERF.	25/05/12
PLANO N.º	Vodopivec



Enfriador de condensado

Efecto II

tanque sol. final

NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Tee Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
2	Codo Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	3	
3	Codo Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	8	
4	Couple Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
5	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	115mm
6	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	162mm
7	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	167mm
8	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	522mm
9	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	143mm
10	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	948mm
11	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1147mm
12	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1150mm
13	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	351mm
14	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	240mm
15	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	819mm
16	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	66mm
17	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	442mm
18	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	955mm
19	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	109mm
20	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	72mm
21	Válvula de bola Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	5	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

1:20

TÍTULO:

TUBERÍA DE SOLUCIÓN

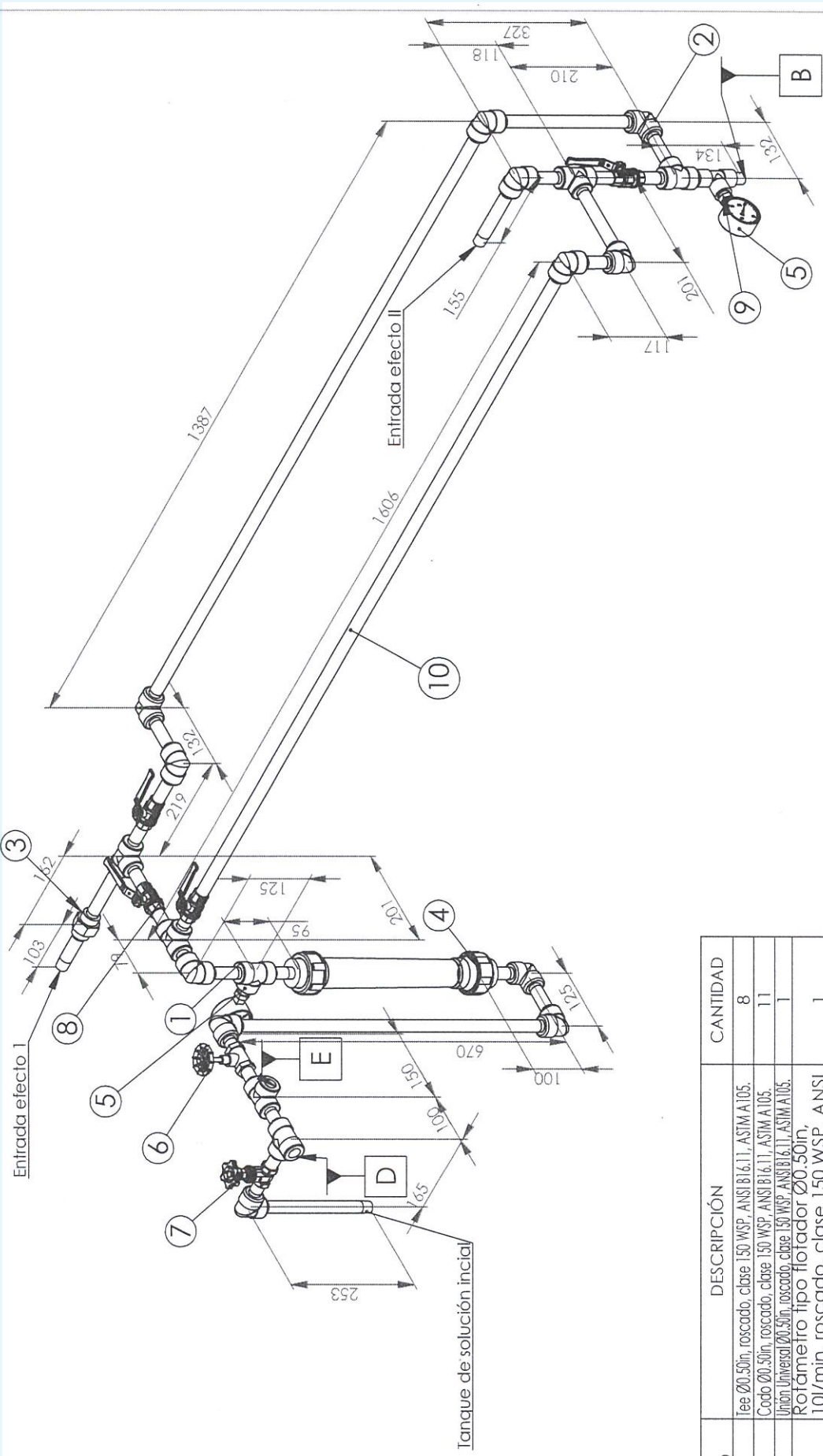
MATERIAL:

DEFINIDO

DIBUJ.	FECHA	NOMBRE
VERF.	25/05/12	Jurado J.
PLANO N.º	25/05/12	Vodopivec

2-10

MASA

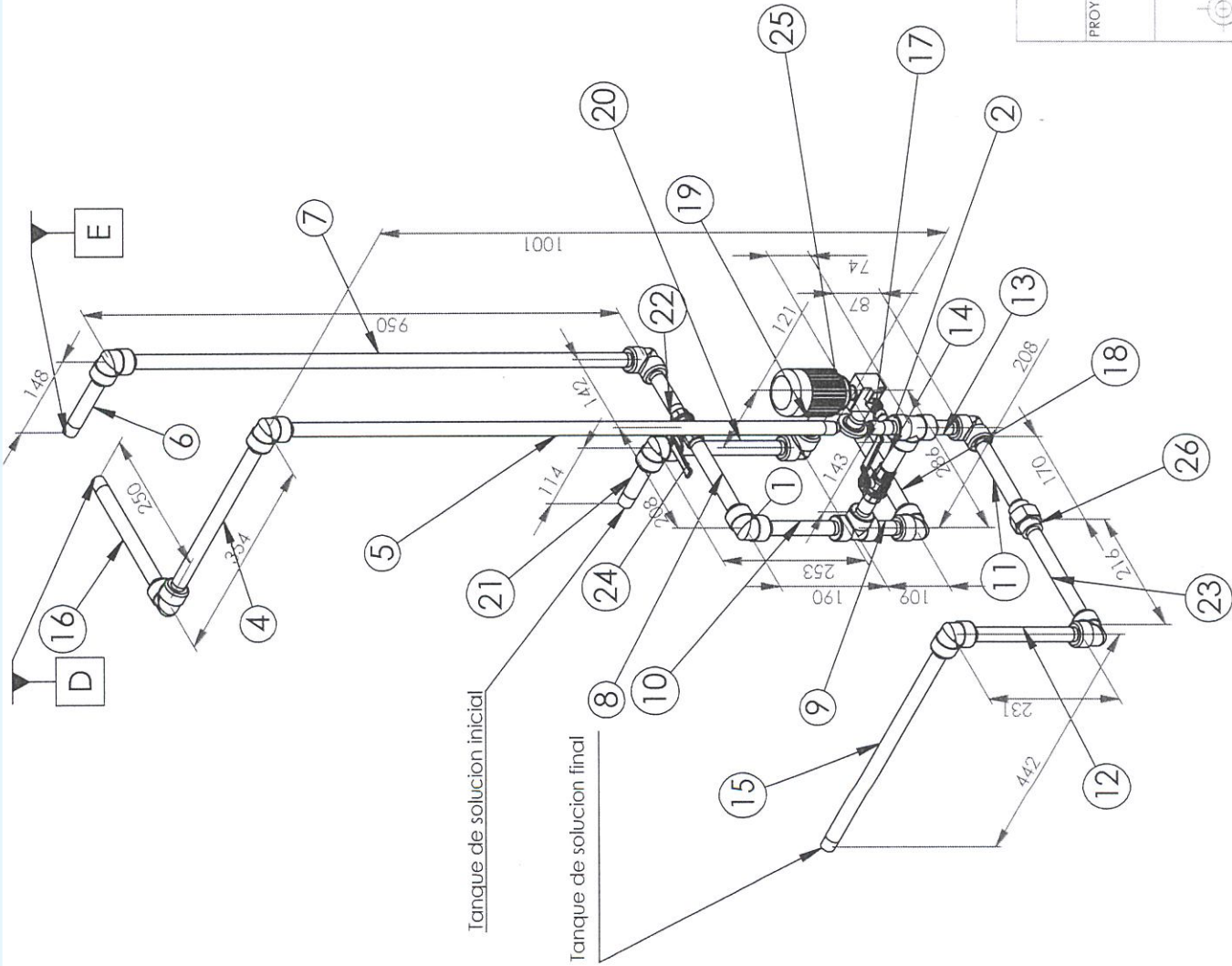


ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

PROYECTO	FECHA	NOMBRE
DIBUJ.	25/05/12	Jurado J.
VERF.	25/05/12	Vodopivec
PLANO N.º	2-11	
ESCALA	TÍTULO:	MATERIAL:
1:10	TUBERÍA DE SOLUCIÓN	DEFINIDO
		MASA

NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tee Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	8
2	Codo Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	11
3	Union Universal Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1
4	Rotámetro tipo flotador Ø0.50in, 10l/min, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11.	1
5	Manómetro bimetalico con termopozo, conexión 1/2" NPT, rango: 0-100 psig escala presiones positivas, 30-0 inHg escala presiones negativas.	2
6	Válvula de aguja Ø0.50in., con punta reguladora, roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1
7	Válvula de compuerta Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1
8	Válvula de bola Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	4
9	Reducción bushing 0.50"x0.250" NPT, clase 150 WSP, ASTM A105.	2
10	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	12	
2	Tee Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
3	Tee Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
4	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	310mm
5	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	979mm
6	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	132mm
7	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	905mm
8	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	166mm
9	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	71mm
10	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	153mm
11	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	158mm
12	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	210mm
13	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	71mm
14	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	171mm
15	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	416mm
16	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	228mm
17	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	54mm
18	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	249mm
19	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	76mm
20	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	210mm
21	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	88mm
22	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	97mm
23	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	199mm
24	Válvula de bola Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	2	
25	accesorios metálicos: 316 SS de preferencia, especificaciones técnicas requeridas: estipuladas en tabla XXII, capítulo No. 3, página 127.	1	
26	Union universal Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	0.05m

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

TÍTULO:

ESCALA

1:10

MATERIAL:

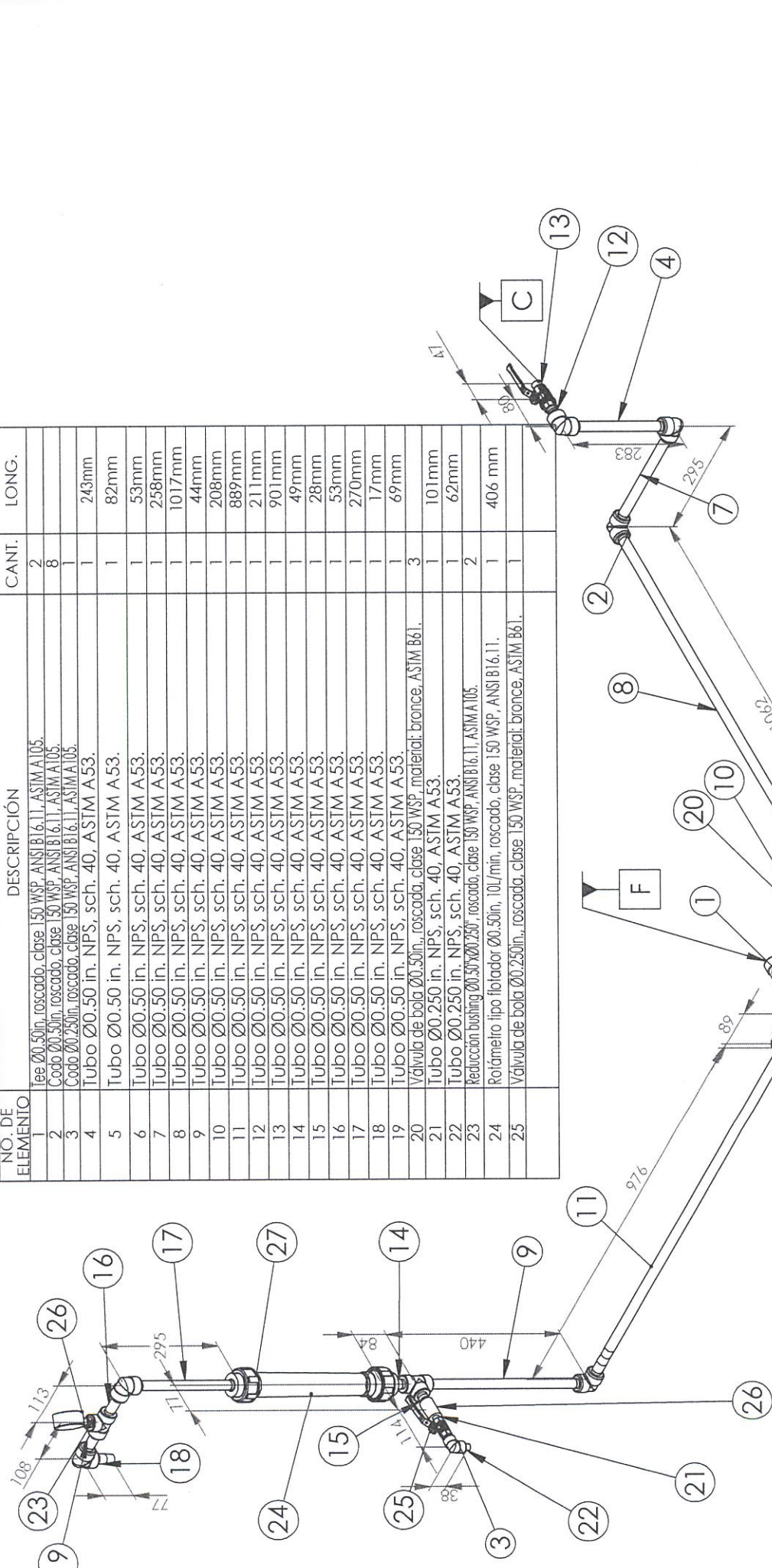
TUBERÍA DE SOLUCIÓN

DEFINIDO

DIBUJ.	FECHA	NOMBRE
VERE	25/05/12	Jurado J.
PLAN N.º	25/05/12	Vodopivec

2-12

MASA



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANT.	LONG.
1	Tee Ø0.50in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
2	Codo Ø0.50in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	8	
3	Codo Ø0.250in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
4	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	243mm
5	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	82mm
6	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	53mm
7	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	258mm
8	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1017mm
9	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	44mm
10	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	208mm
11	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	889mm
12	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	211mm
13	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	901mm
14	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	49mm
15	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	28mm
16	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	53mm
17	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	270mm
18	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	17mm
19	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	69mm
20	Válvula de bola Ø0.50in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	3	
21	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	101mm
22	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	62mm
23	Reducción bushing Ø0.50"XØ0.250", roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
24	Rotámetro tipo flotador Ø0.50in., 100l/min, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11.	1	406 mm
25	Válvula de bola Ø0.250in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

ICQA-ESPOL

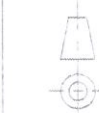
PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

DIBUJ.	FECHA	NOMBRE
VERE.	25/05/12	Jurado J.
PLANO N.º	25/05/12	Vodopivec

2-13

TUBERÍA DE SOLUCIÓN

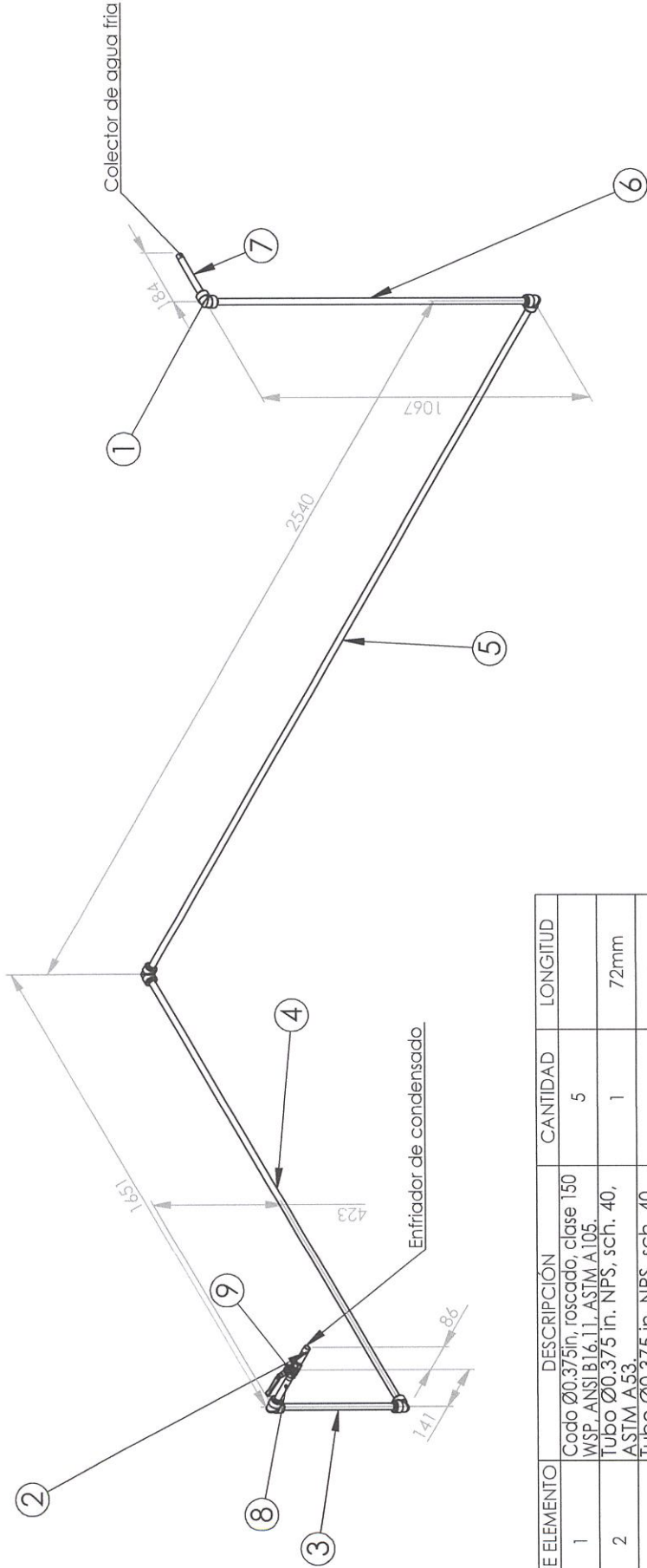
ESCALA
1:12



MATERIAL:

DEFINIDO

MASA



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø0.375in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5	
2	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	72mm
3	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	392mm
4	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1614mm
5	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	2504mm
6	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1027mm
7	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	157mm
8	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	109mm
9	Valvula de bola Ø0.375in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

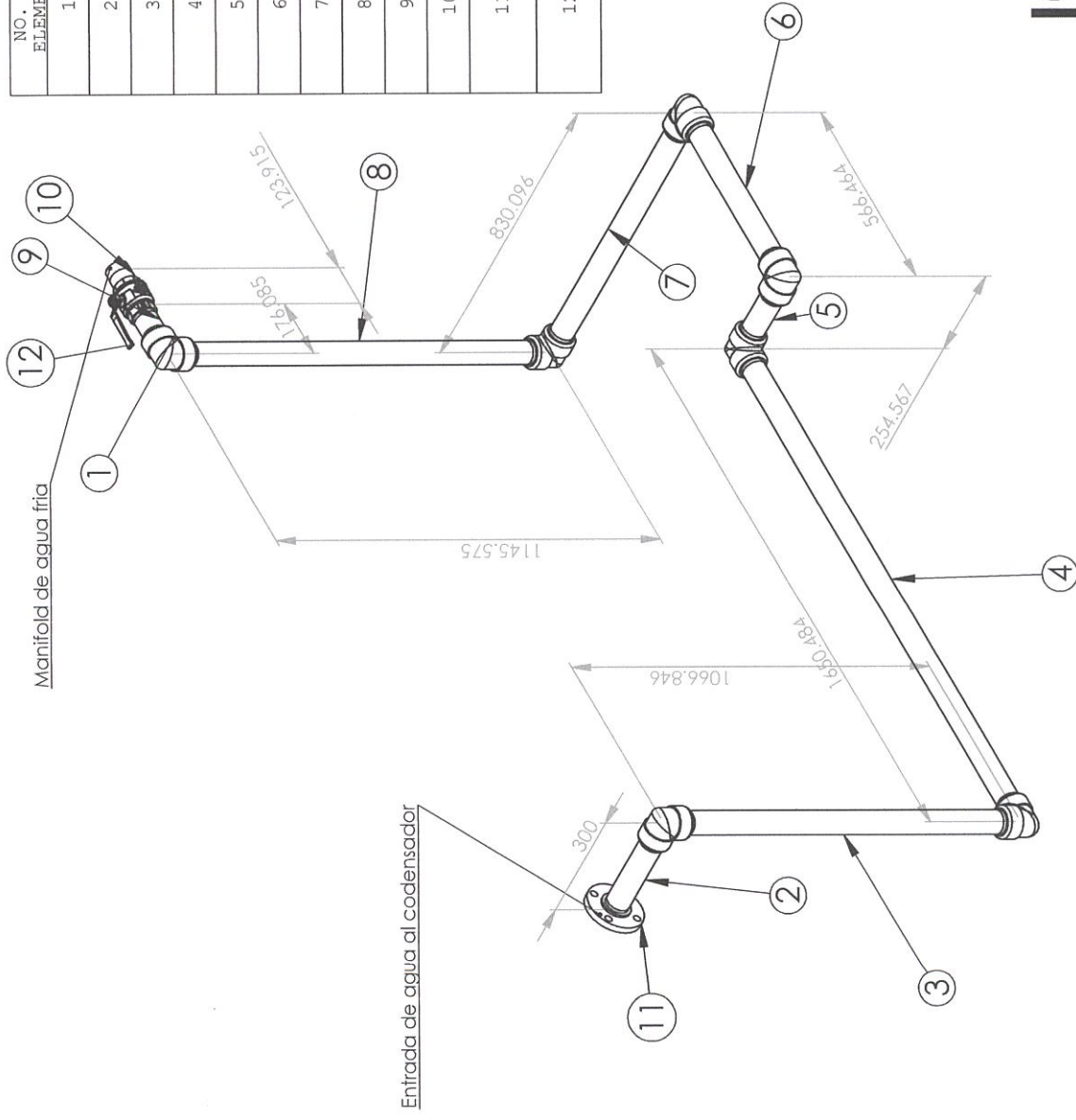
ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

1:15 MATERIAL: **TUBERÍA DE AGUA FRÍA** DEFINIDO

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vcdopivec
PLANO N.º



Manifold de agua fría

Entrada de agua al condensador

123.915

176.085

1145.575

830.006

566.484

254.567

1066.846

1650.484

300

ICQA-ESPOL

PROYECTO

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

1:17

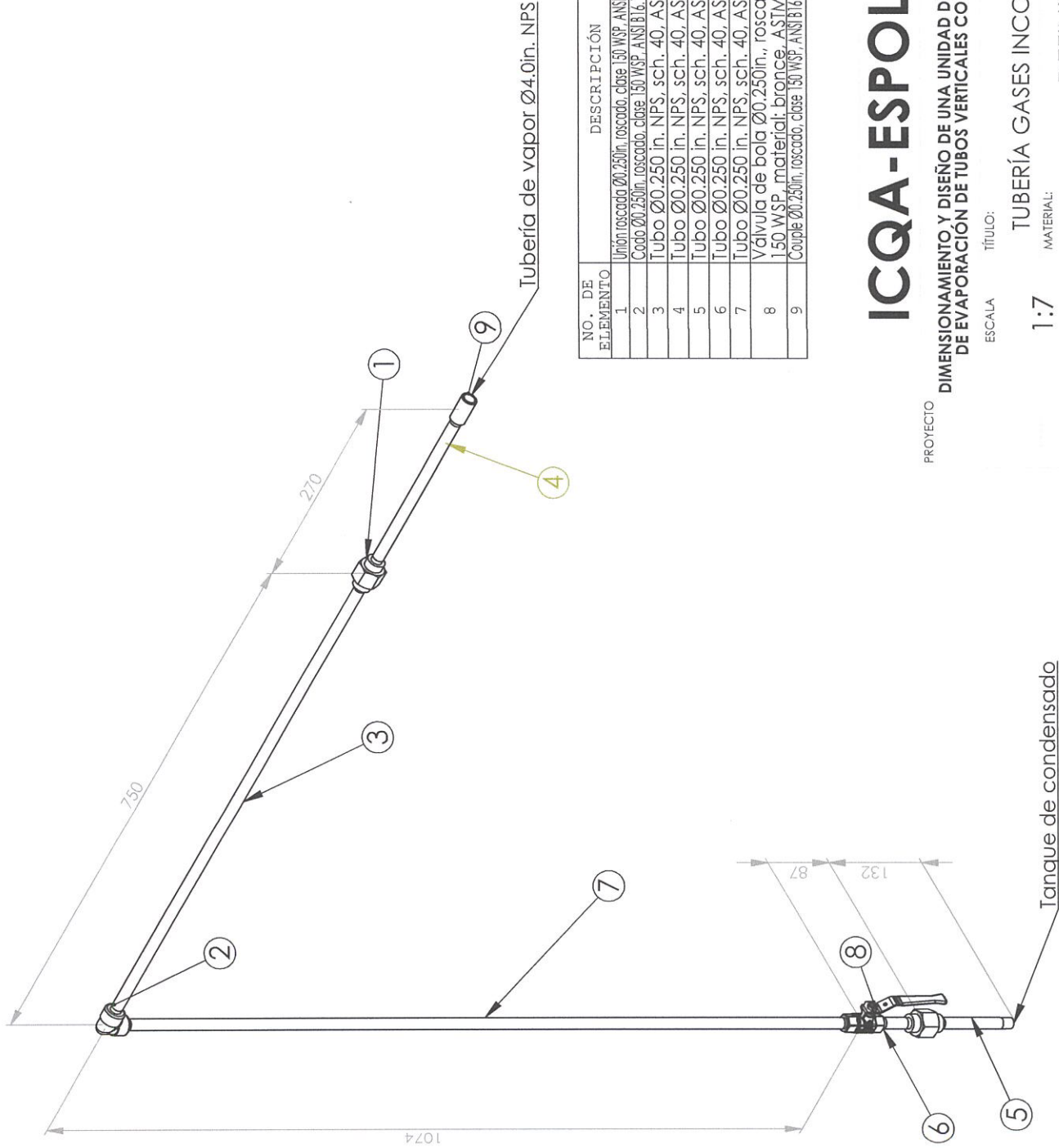
MATERIAL:

TUBERÍA DE AGUA FRÍA

MASA

	FECHA	NOMBRE
DIBUJ.	25/05/12	Jurado J.
VERF.	25/05/12	Vodopivec
PLANO N.º		

2-15



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Unión roscada Ø0.250in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A 105.	2	
2	Codo Ø0.250in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A 105.	1	
3	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A 53.	1	727mm
4	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A 53.	1	251mm
5	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A 53.	1	113mm
6	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A 53.	1	61mm
7	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A 53.	1	1044mm
8	Válvula de bola Ø0.250in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	
9	Couple Ø0.250in. roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A 105.	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

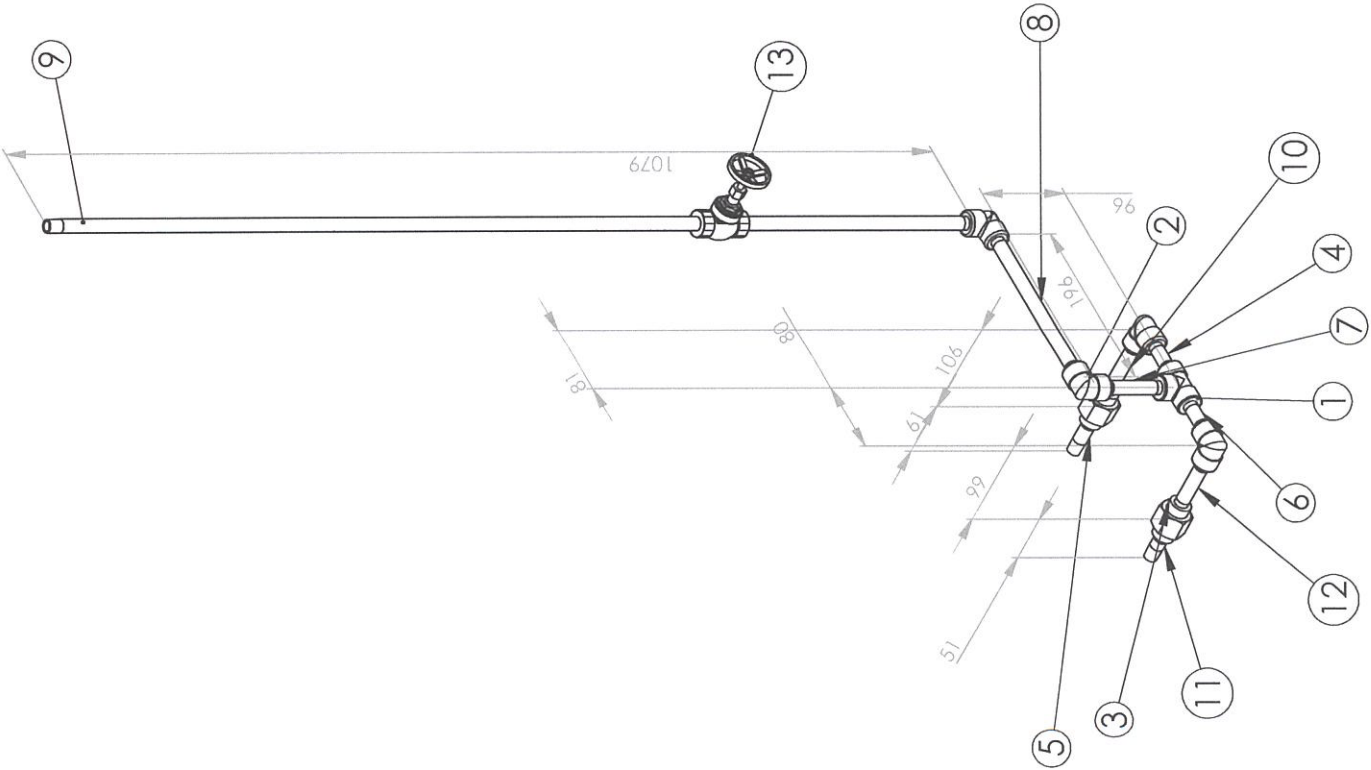
ESCALA

TÍTULO:

1:7 TUBERÍA GASES INCONDENSABLES DEFINIDO

MASA

FECHA 25/05/12
DIBUJ. 25/05/12
VERF. 25/05/12
NOMBRE Jurado J.
Vadoplavec
PLANO N.º



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Tee Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
2	Codo Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
3	Unión universal Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
4	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	45mm
5	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	36mm
6	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	47mm
7	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	77mm
8	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	188mm
9	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1078mm
10	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	83mm
11	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	37mm
12	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	73mm
13	Válvula de compuerta Ø0.250in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA
DIBUJ.
25/05/12

NOMBRE
Jurado J.

VERF.
25/05/12

PLANO N.º

2-20

ESCALA
TÍTULO:

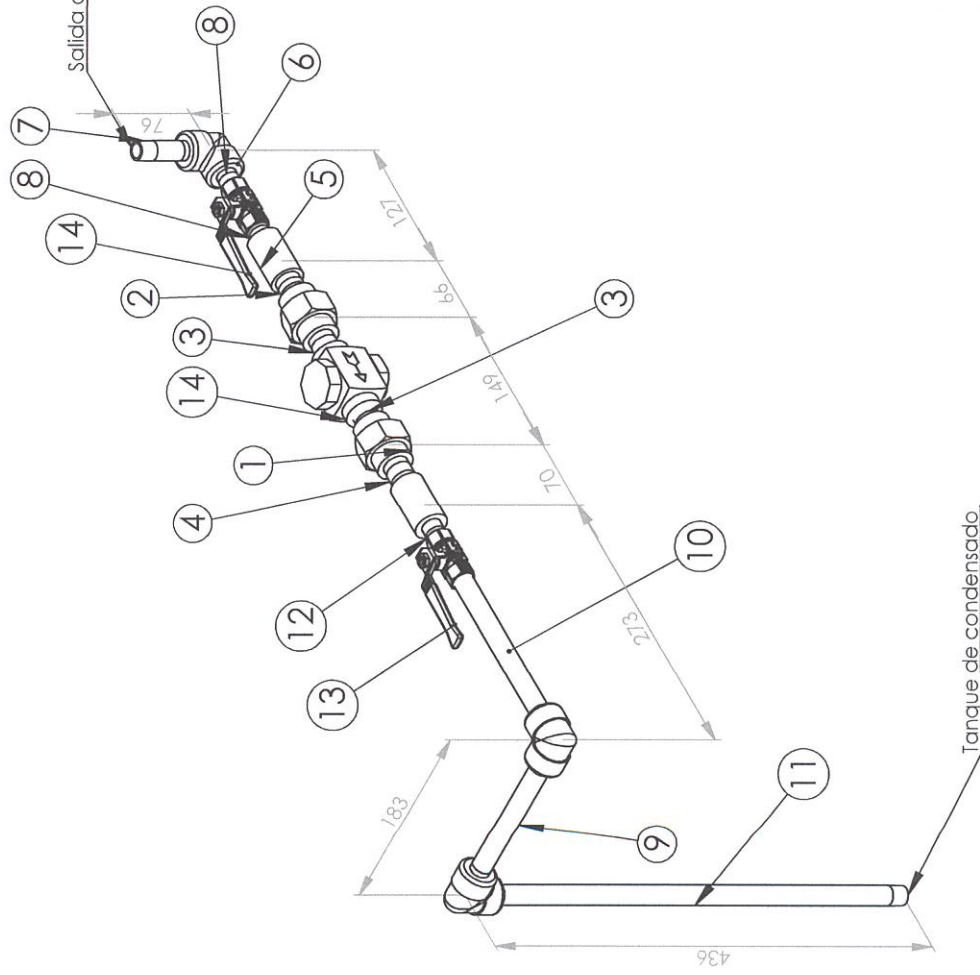
TUBERÍA DE GASES INCONDENSABLES

MATERIAL:

1:7

DEFINIDO

MASA



BOM Table			
NO DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Unión universal Ø0.50in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	50mm
2	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	48mm
3	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	2	37mm
4	Tubo Ø0.50 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	57mm
5	Reducción bushing Ø0.50"xØ0.375" roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
6	Codo Ø0.375in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	3	
7	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	88mm
8	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	2	31mm
9	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	146mm
10	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	177mm
11	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	417mm
12	Tubo Ø0.375 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	27mm
13	Válvula de bola Ø0.375in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	2	
14	trampa para vapor, tipo termodinámica, Ø1 in., roscada, clase 150 WSP, ASTM A 105.	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

1:6 TUBERÍA DE CONDENSADO MATERIAL: DEFINIDO

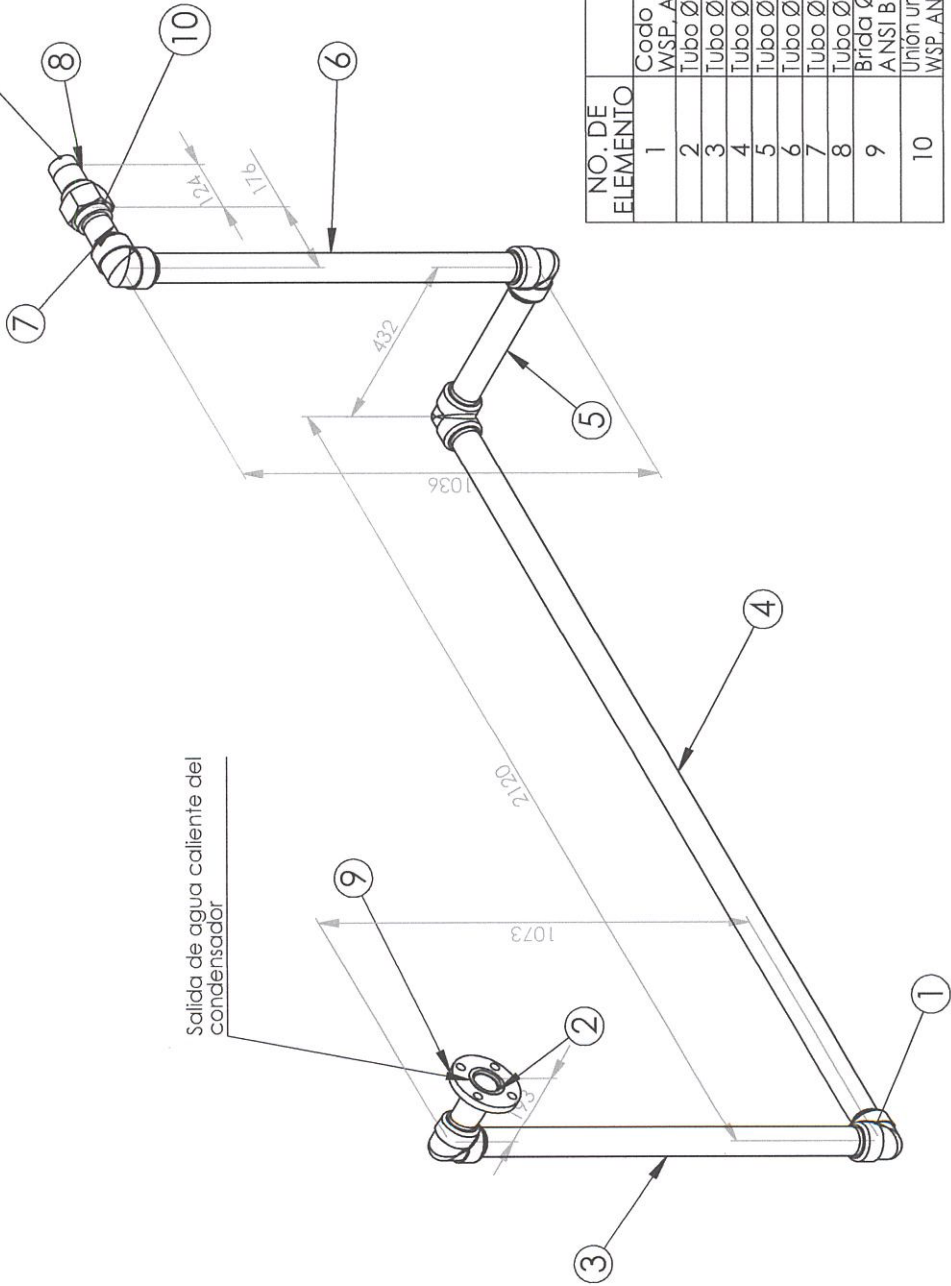
MATERIAL:

9.1

MASA

	FECHA	NOMBRE
DIBUJ.	25/05/12	Jurado J.
VERF.	25/05/12	Vodopivec
PLANO N.º		

Entrada al manifold de agua caliente



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Codo Ø2.0in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	5	
2	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	135mm
3	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	981mm
4	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	2029mm
5	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	341mm
6	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	945mm
7	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	105mm
8	Tubo Ø2.0 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	99mm
9	Brida Ø2in., slip-on, clase 150 WSP, ANSI B16.5, ASTM A105.	1	
10	Unión universal Ø2.0in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	

ICQA-ESPOL

PROYECTO
DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA
DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

FECHA
25/05/12

NOMBRE
Jurado J.

VERF.
25/05/12

Vodapivec

PLANO N.º

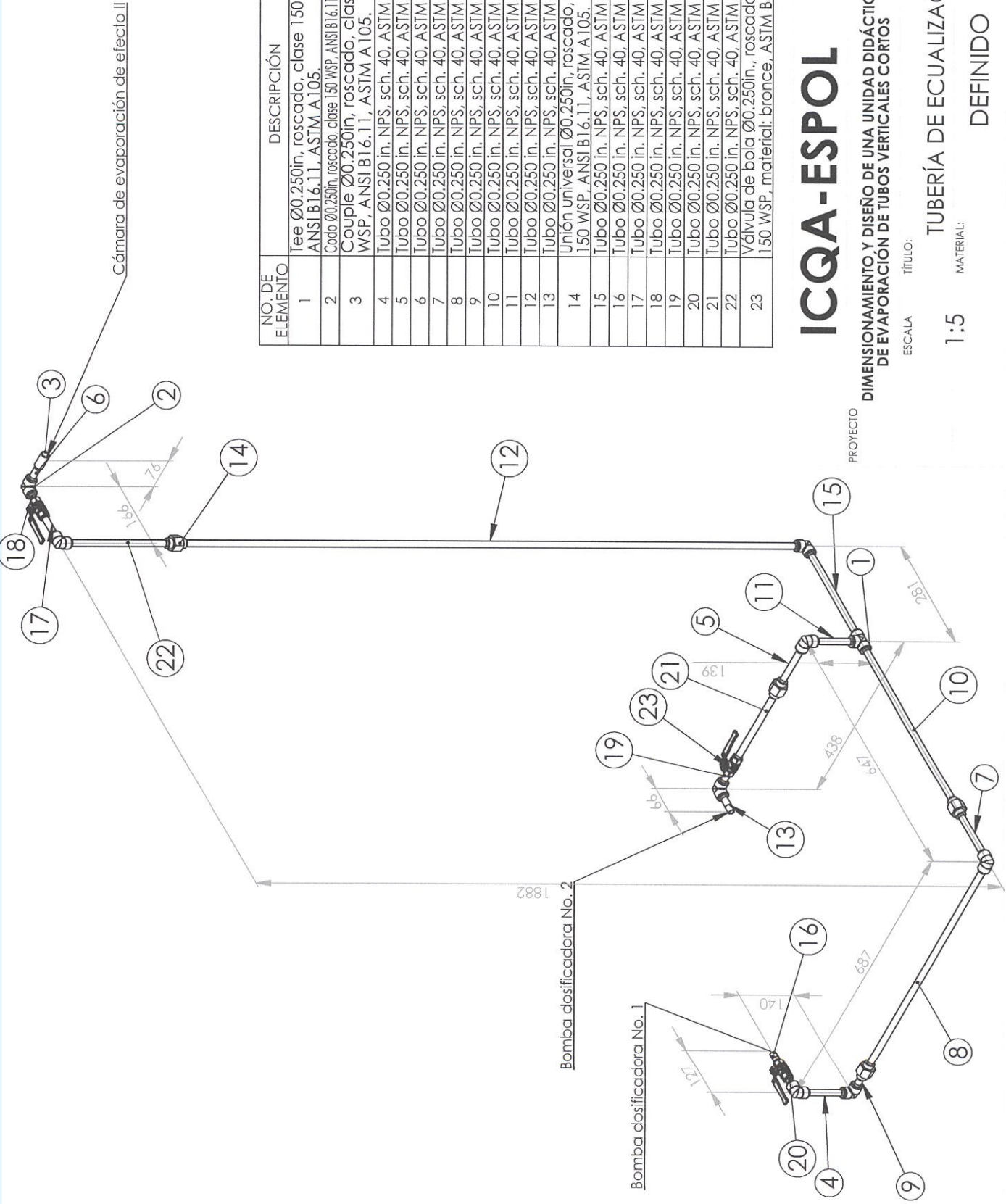
2-23

ESCALA
1:15

TÍTULO:
TUBERÍA DE AGUA CALIENTE

MATERIAL:
DEFINIDO

MASA



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	LONGITUD
1	Tee Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
2	Codo Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	8	
3	Couple Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
4	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	111mm
5	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	111mm
6	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	54mm
7	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	132mm
8	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	592mm
9	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	43mm
10	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	463mm
11	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	110mm
12	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	1563mm
13	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	51mm
14	Unión universal Ø0.250in, roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	4	
15	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	251mm
16	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	38mm
17	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	72mm
18	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	35mm
19	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	45mm
20	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	38mm
21	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	200mm
22	Tubo Ø0.250 in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	267mm
23	Válvula de bola Ø0.250in., roscada, clase 150 WSP, material: bronce, ASTM B61.	3	80mm

ICQA-ESPOL

DIMENSIONAMIENTO Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACIÓN DE TUBOS VERTICALES CORTOS

ESCALA

TÍTULO:

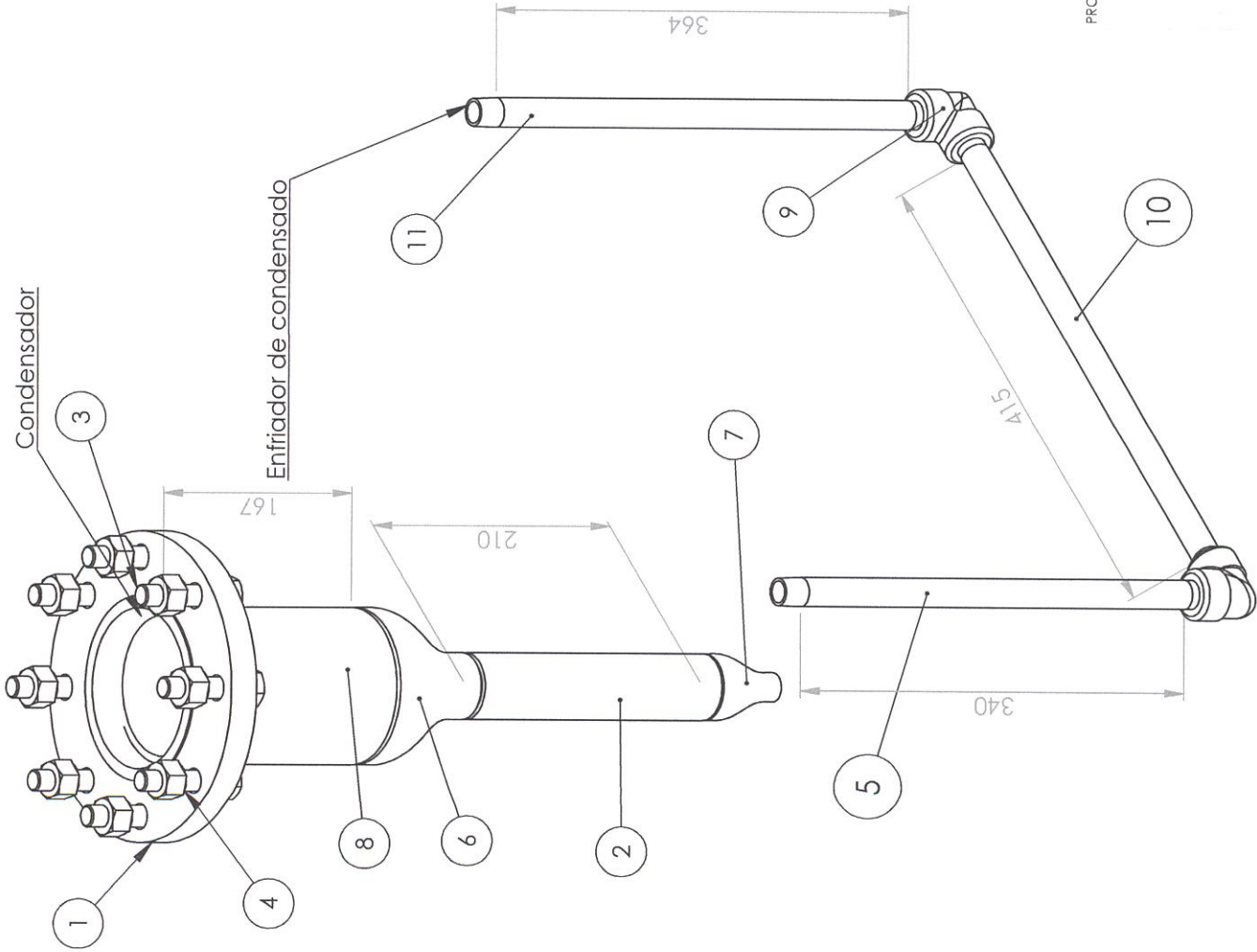
TUBERÍA DE ECUALIZACIÓN

1:5 MATERIAL:

DEFINIDO

MASA

FECHA 25/05/12
DIBUJ. 25/05/12
VERIF. 25/05/12
NOMBRE Jurado J.
Vodopivec
PLANO N.º



NO. DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANT.	LONG.
1	Brida Ø4in., slip-on, clase 150 WSP, ANSI B16.5, ASTM A105.	1	
2	Tubo Ø1.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	210mm
3	B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M16 x 2.0 x 70 --38N	8	
4	B18.2.4.6M - Heavy hex nut, M16 x 2 --W-N	8	
5	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	379mm
6	Reducción Ø4.0xØ1.50in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105	1	
7	Reducción Ø1.50xØ0.250in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	1	
8	Tubo Ø4in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	167mm
9	Codo Ø0.50in., roscado, clase 150 WSP, ANSI B16.11, ASTM A105.	2	
10	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	455mm
11	Tubo Ø0.50in. NPS, sch. 40, ASTM A53.	1	404mm

ICQA-ESPOL

PROYECTO **DIMENSIONAMIENTO, Y DISEÑO DE UNA UNIDAD DIDÁCTICA DE EVAPORACION DE TUBOS VERTICALES CORTOS**

ESCALA TÍTULO:

1:5

MATERIAL:

TUBERÍA DE CONDENSADO

ACERO AL CARBÓN

MASA

DEFINIDO

FECHA NOMBRE
DIBUJ. 25/05/12 Jurado J.
VERF. 25/05/12 Vodopivec
PLANO N.º

APÉNDICE E

APÉNDICE E1

Ejemplo de cálculo del área de transferencia de calor de un evaporador doble efecto.

Solución de trabajo: Solución azucarada.

Configuración del sistema: Paralelo.

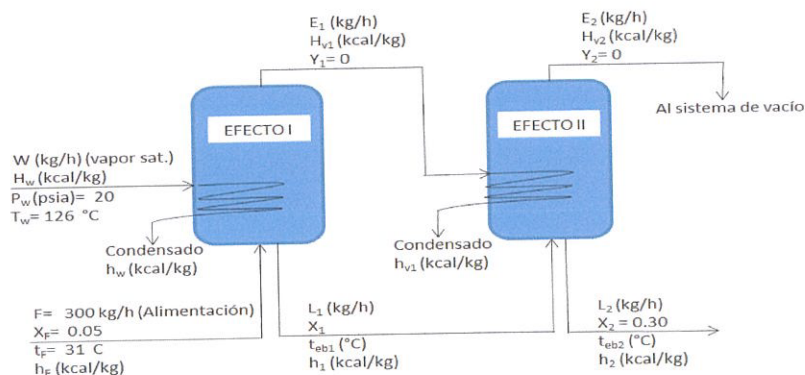


FIGURA E.1. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA EN PARALELO.

Condiciones iniciales del sistema:

$F =$	300.0	Kg/h
$X_F =$	0.05	
$T_F =$	31	$^\circ\text{C}$
$P_w =$	239.14	kPa
$t_w =$	126.1	$^\circ\text{C}$
$P_1 =$	116.5	kPa
$t_{v1} =$	104.0	$^\circ\text{C}$
$P_2 =$	16.0	kPa
$t_{v2} =$	55.3	$^\circ\text{C}$
$X_2 =$	0.30	

Procedimiento de cálculo:

a) A partir de los balances de materia:

	Total (kg/h)	Sólido (kg/h)	Líquido (kg/h)
Solución diluída:	300.0	15.0	285.0
Solución Concentrada:	50.0	15.0	35.0
Agua Evaporada:	250.0	0	250.0

Tabla E1. Resultados a partir del balance de materia (agua y azúcar).

b) $E_1 = E_2 = E_T/2 = 125 \text{ kg/h}$.

$$L_1 = 300 - 125 = 175 \text{ kg/h}; X_1 = (300 \times 0.05)/175 = 0.086.$$

c)

	T_v (°C)	EPE (°C)	T_{eb} (°C)
Efecto 1	104.0	0.09	104.1
Efecto 2	55.3	0.48	55.8

Tabla E2. Temperatura de ebullición de la solución en los efectos.

d) Temp. Vapor del caldero: 126.1°C

Temp. Vapor efecto 1: 104.0°C

Efecto 1: $\Delta t_1 = 126.1 - 104.1 = 21.9^\circ\text{C}$

Efecto 2: $\Delta t_2 = 104.1 - 55.8 = 48.3^\circ\text{C}$

e) Iteración #1: Se asume un valor $W = 160 \text{ kg/h}$.

Ello da como resultado:

$$E_1 = \frac{W \cdot \lambda_w + F(h_F - h_1)}{H_{v1} - h_1} = 116 \text{ kg/h}$$

$$E_2 = \frac{E_1 \cdot \lambda_{v1} + L_2(h_1 - h_2)}{H_{v2} - h_1} = 124 \text{ kg/h}$$

Comprobando: $E_1 + E_2 = 240 \text{ kg/h} \neq 250 \text{ kg/h}$.

Dado a que no cumple la condición, se debe volver a asumir el valor W .

Iteración #2: $W = 165$ kg/h.

$E_1 = 121$ kg/h, $E_2 = 129$ kg/h, $E_T = 250$ kg/h. Cumple.

- f) Se asumen los últimos valores de E_1 y E_2 como los nuevos asumidos, teniendo finalmente:

$L_1 = 179$ kg/h; $X_1 = 0.084$.

- g) Los valores de vapor desprendidos en los efectos cumplen con los 250 kg/h de agua total evaporada.

- h) $Q_1 = 165 \times 522 = 86,196$ kcal.

$Q_2 = 121 \times 537 = 64,857$ kcal.

- i) Remplazando valores en la ecuación de Fourier:

$A_1 = 3,926.7/U_1$; $A_2 = 1,343.6/U_2$

Conociendo que U_1 y U_2 deben estar entre 2,500 y 800 kcal/(m²*h*°C), se genera el siguiente gráfico:

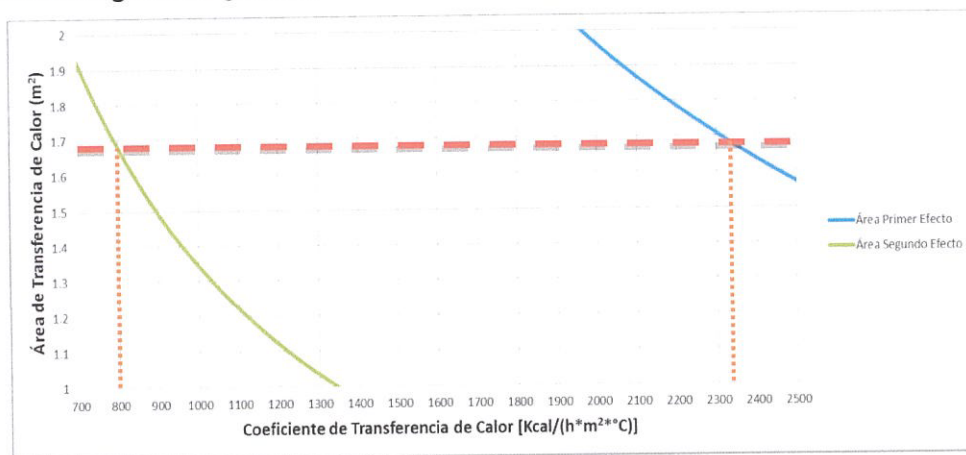


FIGURA E.2. GRÁFICA ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR VERSUS COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA SOLUCIÓN AZUCARADA EN PARALELO.

Para fines conservadores se define U_2 con el valor del mínimo inferior establecido en el rango, $800 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$. Ello da un área de transferencia de calor equivalente a 1.68 m^2 y un U_2 de $2,340 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$.

APÉNDICE E2

Ejemplo de dimensionamiento del condensador para vacío.

Solución de trabajo: Solución azucarada.

Configuración del sistema: Paralelo.

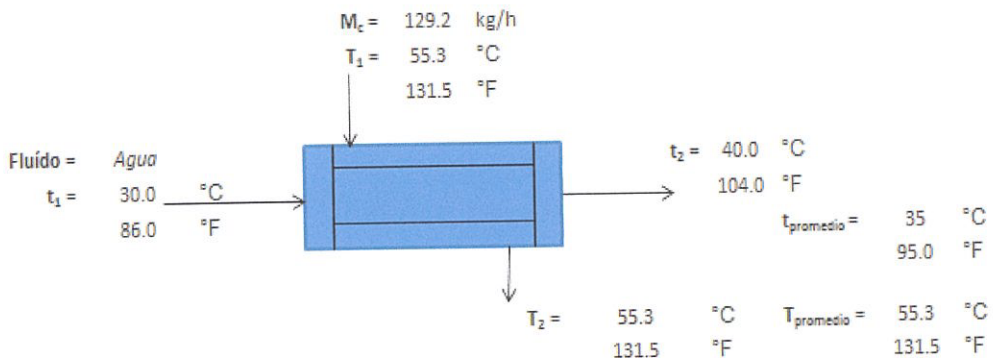


FIGURA E.3. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONDENSADOR DE VACÍO PARA UNA SOLUCIÓN AZUCARADA EN PARALELO.

✓ Propiedades de las sustancias de trabajo:

Propiedad	Nomenclatura	Unidades	Agua ($t_{prom.}$)	Condensado (T_F)
Densidad	ρ	kg/m ³ (lbm/ft ³)	1,000 (62.4)	986.7 (61.6)
Viscosidad	μ	cP (lbm/ft*h)	0.74 (1.79)	0.51 (1.27)
Conductividad Térmica	K	kcal/h*m ² *°C/m (BTU/h*ft ² *°F/ft)	0.54 (0.36)	0.57 (0.38)
Calor Específico	C_p	Kcal/h*°C (BTU/lb*°F)	1.00 (1.00)	1.00 (1.00)

Tabla E3. Propiedades de los fluidos en condensador de vacío para una solución azucarada en paralelo.

Vapor:

$$\rho_C = 0.0063 \text{ lbm/ft}^3 \text{ (0.1009 kg/m}^3\text{)}$$

$$\lambda_C = 1030.03 \text{ BTU/lbm (572.2 kcal/kg)}$$

✓ Datos de tuberías seleccionadas:

Diámetros	Tubos (in./mm.)	Coraza (in./mm.)
Diámetro nominal:	0.750/20.000	12.000/300.000
Diámetro interior:	0.884/22.450	12.000/304.800
Diámetro exterior:	1.050/26.670	12.750/323.850
Área de flujo por tubo (a_t) (in^2/m^2):	0.614/326.128	112.232/0.724

Tabla E3. Diámetros de tubería seleccionados y sus dimensiones.

✓ Distribución de los fluidos: Agua fría por los tubos y vapor por la coraza.

✓ Metodología de cálculo térmico:

$$\text{a) } Q_C = M_C \times \lambda_C = 284.8 \times 1030.03 = 293,395.57 \text{ BTU/h.} = 73,934.44 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{b) } m_t = Q_C / (C_{p_t} \times \Delta t_t) = (293,395.57) / [(1.0) \times (104 - 86)] = 16,369.21 \text{ lbm/h} = 7,424.94 \text{ kg/h}$$

$$\text{c) } T_2 = (T_v - t_2) = 131.5 - 104 = 27.5 \text{ } ^\circ\text{F} = 15.3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$T_1 = (T_v - t_1) = 131.5 - 86 = 45.5 \text{ } ^\circ\text{F} = 25.3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

$$\text{MLDT} = (T_2 - T_1) / \text{LN}(T_2 / T_1) = 35.8 \text{ } ^\circ\text{F} = 19.9 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Iteración A:

$$\text{d) } U_D \text{ asumido} = 130 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 635 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$A = Q_C / (\text{MLDT} \times U_D) = (293,395.57) / [(35.8) \times (130)] = 63.08 \text{ ft}^2 = 5.86 \text{ m}^2$$

$$\text{e) } a_t = \pi D_{it} L = (3.1416) \times (1.05/12) \times (4) = 1.099 \text{ ft}^2 = 0.102 \text{ m}^2$$

$$N_T = A / a_t = 63.08 / 1.099 = 57.37. \text{ Se redondea a } 58.$$

$$N_p = 3.$$

$$f) \quad a_T = (1.099) \times (58) / 3 = 0.082 \text{ ft}^2 = 0.008 \text{ m}^2$$

$$G_t = m_t / a_T = (16,369.21) / 0.082 = 198,650 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 969,894.2 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2).$$

$$Re_t = D_t \times G_t / \mu_t = (0.884/12) \times (198,650) / (1.79) = 8,197.36$$

$$Pr_t = Cp_t \times \mu_t / k_t = (1.0) \times (1.79) / (0.36) = 4.88$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 0.116 [Re_t^{2/3} - 125] Pr_t^{1/3} \left[1 + (D/L)^{2/3} \right] \left(\frac{D_i}{k_t} \right) = 293 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) =$$

$$1430.6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$g) \quad \textit{Iteración \#1:} \text{ Asumiendo: } h_o / \phi_c = 2000 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 9,764.9$$

$$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$t_w = T_{prom} - \frac{\frac{h_o}{\phi_t}}{\frac{h_o}{\phi_t} + \frac{h_c}{\phi_c}} \times (T_{prom} - t_{prom}) = 131.5 - [293 / (293 + 2000)] \times (131.5 - 95) = 127^\circ\text{F} = 53.07^\circ\text{C}.$$

$$G'' = M_C / (L \times N_T^{2/3}) = (284.8) / (4 \times 58^{2/3}) = 4.75 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 23.2 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2).$$

$$t_f = (T_v + t_w) / 2 = (131.5 + 127.5) / 2 = 129.5^\circ\text{F} = 58.2^\circ\text{C}.$$

$$h) \quad h_c = 1.5 \left[\left(\frac{4G''}{\mu_f} \right) \times \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right) \right]^{-1/3} = 2205 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) \neq 2000$$

$$\text{BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) - 10765.8 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \neq 9,764.9 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$\textit{Iteración \#2:} \text{ Asumiendo: } h_c / \phi_c = 2205 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 10,765.8$$

$$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$t_w = 127.85^\circ\text{F} = 53.3^\circ\text{C}$$

$$t_f = 129.7^\circ\text{F} = 54.3^\circ\text{C}$$

$h_c / \phi_c = 2205.63 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 10,768.8 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$. Se acepta.

- i) $U_C = [(h_{io}/\phi_t) \times (h_c/\phi_c)] / [(h_{io}/\phi_t) + (h_c/\phi_c)] =$
 $[(130/1) \times (2205/1)] / [(130/1) \times (2205/1)] = 231.21 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) =$
 $1,128.9 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$.
- j) $R_d = 0.0029 (\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})/\text{BTU} = 0.00058 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}$.
 $U_D = [(1/U_C) + R_D]^{-1} = 138.88 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) \neq 130 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) -$
 $678.07 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \neq 635 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$.

Iteración B:

Se repite el cálculo desde el literal d, asumiendo $U_D = 148$

$\text{BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 722.6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$.

d) $A = 55.54 \text{ ft}^2 = 5.16 \text{ m}^2$

e) $N_t = 51$

f) $a_T = 0.072 \text{ ft}^2 = 0.0067 \text{ m}^2$.

$$G_t = 225,915 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 1,103,013.6 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$$

$$\text{Re}_t = 9,322.49$$

$$\text{Pr}_t = 4.88$$

$$h_{io}/\phi_t = 278.5 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 1,359.7 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

- g) Iteración #1: Asumiendo: $h_o / \phi_c = 2200 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 10,741.3$
 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$.

$$t_w = 127.42 \text{ } ^\circ\text{F} = 53.01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$G'' = 5.178 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 25.28 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$$

$$t_f = 129.48 \text{ }^{\circ}\text{F} = 54.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_c = 2142.1 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) \neq 2200 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) - 10,458.6$$

$$\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}) \neq 10,741.3 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Iteración #2: Asumiendo: $h_o / \phi_c = 2142.0 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) = 10,460.0$
 $\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}).$

$$t_w = 127.33 \text{ }^{\circ}\text{F} = 52.96 \text{ }^{\circ}\text{C}; G'' = 5.178 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 25.28 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2).$$

$$t_f = 129.43 \text{ }^{\circ}\text{F} = 54.13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_c = 2141.79 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) = 10,457.13 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}). \text{ Se acepta.}$$

$$h) U_c = 256.56 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) = 1252.63 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

$$i) R_d = 0.0029 (\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F})/\text{BTU} = 0.00058 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{kcal}.$$

$$U_D = 147.64 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{F}) = 720.8 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}). \text{ Se acepta.}$$

✓ Metodología de cálculo hidráulico:

$$a) Re = 9322$$

$$f_t = 0.3673 Re^{-0.2314} = 0.3673 (9322)^{-0.2314} = 0.04$$

$$\Delta P_u = \frac{f_t n_p L G_t^2}{7.50 \times 10^{12} D_i s_i \phi_t} = (0.04 \times 3 \times 4 \times 225915^2) / (7.5 \times 10^{12} \times (0.884/12) \times 1 \times 1) \\ = 0.05 \text{ psi} = 0.344 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{ir} = 2.0 \times 10^{-13} N_p \left(\frac{G_t^2}{s_t} \right) = 2.0 \times 10^{-13} (3) (225915^2/1) = 0.03 \text{ psi} = \\ 0.21 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_u + \Delta P_{ir} = 0.05 + 0.03 = 0.08 \text{ psi} = 0.55 \text{ kPa.}$$

$$b) a_s = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - n_t D_u^2) = (3.1416/4) \times [(12/12)^2 - (51) \times (1.05/12)^2] = 0.48 \\ \text{ft}^2 = 0.045 \text{ m}^2.$$

$$G_c = \frac{M_c}{a_s} = 284.8/0.48 = 595 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 2,905.04 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$$

$$D_{eq} = 4 \times \frac{a_s}{n_i \pi D_{le} + \pi D_{Ci}} = 4 \times (0.48 / (51 \times \pi \times 1.05 / 12 + \pi \times 12 / 12)) = 0.11 \text{ ft}$$

$$= 0.034 \text{ m.}$$

$$\text{Re}_C = \frac{D_{eq} G_C}{\mu_C} = 2,541.6$$

$$f_C = \frac{16}{\text{Re}} = 16 / 2,541.6 = 0.0063$$

$$\Delta P_{Ci} = \frac{1}{2} \times \frac{f_C n_p L G_C^2}{7.50 \times 10^{12} D_{eq} s_C \phi_C} = 0.00005 \text{ psi} = 0.00034 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{CR} = 4.0 \times 10^{-13} n_p \left(\frac{G_C^2}{s_C} \right) = 0.0013 \text{ psi} = 0.009 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{CR} = 4.0 \times 10^{-13} n_p \left(\frac{G_C^2}{s_C} \right) = \text{Despreciable}$$

$$\Delta P_{CTOTAL} = \Delta P_{Ci} + \Delta P_{CR} = 0.0014 \text{ psi} = 0.0097 \text{ kPa.}$$

APÉNDICE E3

Ejemplo de dimensionamiento del enfriador de condensado.

Solución de trabajo: Solución azucarada.

Configuración del sistema: Paralelo.

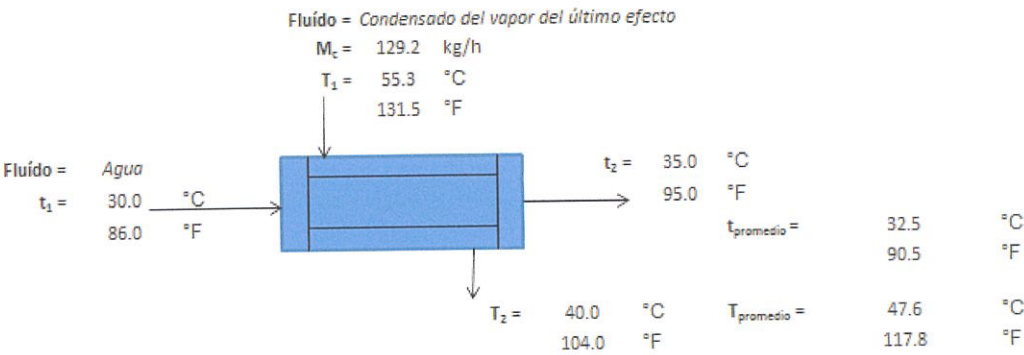


FIGURA E.3. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CONDENSADOR DE VACÍO PARA UNA SOLUCIÓN AZUCARADA EN PARALELO.

✓ Propiedades de las sustancias de trabajo:

Propiedades	Nomen.	Unidades	Agua ($t_{\text{prom.}}$)	Condensado (T_{prom})
Densidad	ρ	kg/m^3 (lbm/ft^3)	1,000 (62.4)	985.6 (61.5)
Viscosidad	μ	cP ($\text{lbm/ft}^2\cdot\text{h}$)	0.78 (1.88)	0.58 (1.41)
Conductividad Térmica	K	$\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{ }^\circ\text{C/m}$ ($\text{BTU/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{ }^\circ\text{F/ft}$)	0.54 (0.36)	0.55 (0.37)
Calor Específico	C_p	$\text{Kcal/h}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$ ($\text{BTU/lb}\cdot\text{ }^\circ\text{F}$)	1.00 (1.00)	1.00 (1.00)

Tabla E3. Propiedades de los fluidos en condensador de vacío para una solución azucarada en paralelo.

- ✓ Datos de tuberías seleccionadas:

Diámetros (in.)	Tubos (in/mm)	Coraza (in/mm)
Diámetro nominal:	0.375 / 10.000	0.750 / 20.000
Diámetro interior:	0.545 / 13.843	0.824 / 20.929
Diámetro exterior:	0.675 / 17.145	1.050 / 26.670

Tabla E3. Diámetros de tubería seleccionados y sus dimensiones.

- ✓ Distribución de los fluidos: Agua fría por los tubos y condensado por la coraza.
- ✓ Metodología de cálculo térmico:

a) $Q_C = M_C \times C_{pC} \times \Delta T_C = 284.8 \times 1 \times (131.5 - 104) = 7,834.67 \text{ BTU/h} = 1,974.30 \text{ kcal/h}$

b) $m_t = Q_C / (C_{p_t} \times \Delta t_t) = (7,834.67) / [(1.0) \times (95 - 86)] = 874.9 \text{ lbm/h} = 396.78 \text{ kg/h.}$

c) $T_2 = (T_1 - t_2) = 131.5 - 95 = 36.5 \text{ °F} = 20.3 \text{ °C}$

$T_1 = (T_2 - t_1) = 104 - 86 = 18.0 \text{ °F} = 10.0 \text{ °C}$

$MLDT = (T_2 - T_1) / \ln(T_2 / T_1) = 26.2 \text{ °F} = 14.5 \text{ °C}$

Iteración A:

d) $U_D \text{ asumido} = 70 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}) = 341.8 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C})$

$A = Q_C / (MLDT \times U_D) = (7,834.7) / [(26.2) \times (70)] = 4.275 \text{ ft}^2 = 0.397 \text{ m}^2.$

e) $a_t = \pi D_{it} = (3.1416) \times (0.675/12) = 0.1767 \text{ ft}^2/\text{ft long.} = 0.0539 \text{ m}^2/\text{m long.}$

$L_T = A / a_t = 4.275/0.1767 = 24.19 \text{ ft.} = 7.37 \text{ m.}$

f) Tubo interno:

$$a_T = (\pi \times 0.545^2 / 4) / 144 = 0.00162 \text{ ft}^2 = 0.00015 \text{ m}^2$$

$$G_t = m_t / a_T = (7,834.67) / 0.00162 = 540,030.0 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 2,636,657.4 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2).$$

$$Re_t = D_t \times G_t / \mu_t = (0.545/12) \times (540,030.0) / (1.88) = 13,063.06$$

$$Pr_t = Cp_t \times \mu_t / k_t = (1.0) \times (1.88) / (0.36) = 5.16$$

$$\frac{h_t}{\phi_t} = 0.023 \cdot \left(\frac{D_{ii} G_t}{\mu_t} \right)^{0.8} \left(\frac{Cp_t \mu_t}{K_t} \right)^{1/3} \left(\frac{K_t}{D_{ii}} \right) = 622.0 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 3,036.86 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$\frac{h_{to}}{\phi_t} = \frac{h_t}{\phi_t} \times \frac{D_{ii}}{D_{te}} = 622.0 \times (0.545/0.675) = 502.2 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 2,451.9 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Ánulo:

$$D_{eq} = D_{Ci} - D_{te} = (0.824 - 0.675) / 12 = 0.012 \text{ ft} = 0.0037 \text{ m}.$$

$$a_C = (\pi/4) \times (D_{Ci}^2 - D_{te}^2) = (\pi/4) \times (0.824^2 - 0.675^2) / 144 = 0.001 \text{ ft}^2 = 0.00009 \text{ m}^2.$$

$$G_C = M_C / a_C = 284.8 / 0.001 = 233,823 \text{ lbm}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2) = 1,141,623.9 \text{ kg}/(\text{h} \cdot \text{m}^2).$$

$$Re_t = D_{eq} \times G_C / \mu_C = 0.012 \times 233,823 / 1.41 = 2,056.91$$

$$Pr_C = Cp_C \times \mu_C / k_C = 1.0 \times 1.41 / 0.37 = 3.78$$

$$h_c = \left[3.66 + 1.2 \left(\frac{D_{Ci}}{D_{te}} \right)^{0.8} + \frac{0.19 \left[1 + 0.14 \left(\frac{D_{Ci}}{D_{te}} \right)^{0.5} \right] \left[\frac{Re Pr D_{eq}}{L} \right]^{0.8}}{1 + 0.117 \left[\frac{Re Pr D_{eq}}{L} \right]^{0.467}} \right] \times \frac{K_C}{D_e} = 168.7 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 823.7 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$t_W = T_{prom} - \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_c}{\phi_c}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_c}{\phi_c}} \times (T_{prom} - t_{prom}) = 117.8 - [502.2 / (502.2 + 168.7)] \times (117.8 - 90.5) \\ = 97.35^\circ\text{F} = 36.35^\circ\text{C}.$$

Corrección con la temperatura de la pared del tubo:

$$\Phi_t = (\mu_t / \mu_{wt})^{0.14} = 1.011$$

$$h_{io} = (h_{io} / \Phi_t) \times \Phi_t = 507.6 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 2,478.3 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{g) } U_C = [(h_{io} \times h_c)] / [(h_{io} + h_c)] = [(507.6 \times 168.7)] / [(507.6 + 168.7)] \\ = 126.6 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 618.1 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{h) } R_d = 0.0045 (\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})/\text{BTU} = 0.00094 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}$$

$$U_D = [(1/U_C) + R_D]^{-1} = 80.8 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) \neq 70 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) - 394.5 \\ \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}) \neq 341.8 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Iteración B:

Se repite el cálculo desde el literal d, asumiendo $U_D = 81.0$

$$\text{BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 395.5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$\text{d) } A = 3.684 \text{ ft}^2 = 0.342 \text{ m}^2.$$

$$\text{i) e) } a_t = 0.1767 \text{ ft}^2/\text{ft long.} = 0.0539 \text{ m}^2/\text{m long.}$$

$$L_T = 20.85 \text{ ft.} = 6.36 \text{ m.}$$

f) Tubo interno:

$$h_{to} / \Phi_t = 502.2 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 2452 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Ánulo:

$$h_c = 170.5 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 832.5 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Corrección con la temperatura de la pared del tubo:

$$t_W = 97.4^\circ\text{F} = 36.3^\circ\text{C}$$

$$\Phi_t = 1.011$$

$$h_{i0} = 507.6 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 2,478.3 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$g) U_C = 127.62 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 623.1 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$h) R_d = 0.0045 (\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})/\text{BTU} = 0.00092 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}.$$

$$i) U_D = 81.22 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 396.6 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}). \text{ Se acepta.}$$

$$j) \text{ Número de Horquillas} = \frac{1}{2} \times \frac{\text{Longitud calculada}}{\text{Longitud establecida}} = 3.72 = 4.$$

$$k) A_{REAL} = 2 \times \text{No. de Horquillas} \times \text{Longitud establecida del tubo} \times a_t = 3.95 \text{ ft}^2 \\ = 0.367 \text{ m}^2.$$

$$\text{Longitud Real} = 2 \times \text{No. de Horquillas} \times \text{Longitud establecida del tubo} = 22.4 \text{ ft}$$

$$= 6.83 \text{ m}$$

$$U_D = 75.6 \text{ BTU}/(\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}) = 396.1 \text{ kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$R_D = \frac{U_C - U_D}{U_C \cdot U_D} = 0.0045 (\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F})/\text{BTU} = 0.00092 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})/\text{kcal}.$$

✓ Metodología de cálculo hidráulico:

a) Tubo Interno:

$$Re = 13,063.06$$

$$f_t = 0.3673 Re^{-0.2314} = 0.3673 (13,063.06)^{-0.2314} = 0.04$$

$$\Delta P_u = \frac{f_t L G_t^2}{7.50 \times 10^{12} D_i s_t \phi_t} = (0.04 \times 22.4 \times 540030^2) / (7.5 \times 10^{12} \times (0.545/12) \times 1 \times 1) \\ = 0.78 \text{ psi} = 5.38 \text{ kPa}.$$

$$\Delta P_{iR} = 1.6 \times 10^{-13} (2 N_{HP} - 1) \frac{G_t^2}{s_t} = 1.6 \times 10^{-13} (2 \times 4 - 1) (540030^2 / 1) = 0.33 \text{ psi} \\ = 2.28 \text{ kPa}.$$

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_u + \Delta P_{iR} = 0.78 + 0.33 = 1.10 \text{ psi} = 7.58 \text{ kPa}.$$

b) Ánulo:

$$\Phi_t = (\mu_C / \mu_{wC})^{0.14} = 1.066$$

$$Re_C = \frac{D_{eq} G_C}{\mu_C} = 2,541.6$$

$$k = \frac{D_{IE}}{D_{CI}} = 0.819$$

$$f_C = \left(\frac{64}{Re} \right) \left[\frac{(1-k)^2}{1+k^2 + \frac{(1-k^2)}{Ln k}} \right] = 0.047$$

$$\Delta P_{CI} = \frac{1}{2} \times \frac{f_C L G_C^2}{7.50 \times 10^{12} D_{eq} s_C \phi_C} = 0.58 \text{ psi} = 4.0 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{CR} = 2.0 \times 10^{-13} (2 N_{HP} - 1) \frac{G_C^2}{s_C} = 0.08 \text{ psi} = 0.55 \text{ kPa.}$$

$$\Delta P_{CTOTAL} = \Delta P_{CI} + \Delta P_{CR} = 0.58 + 0.08 = 0.66 \text{ psi} = 4.55 \text{ kPa.}$$

BIBLIOGRAFÍA

- [1] G. V. Reklaitis and D. R. Schneider, Balances de Materia y Energía, primera edición ed. México: Nueva Editorial Interamericana, 1986.
- [2] R. C. Reid, J. M. Prausnitz, and B. E. Poling, The Properties of gases and liquids, fourth edition ed., B. Sun and G. H. Fleck, Eds. McGraw-Hill, Inc., 1987.
- [3] M. Cesca, Modelo Dinámico de la Evaporación Múltiple, Argentina.
- [4] V. Echeverri, Control de los Evaporadores de los Laboratorios de Procesos Productivos de la Universidad Nacional de Colombia Sede Manizales, Colombia, 2005.
- [5] N. R. C. of the United States of America, International Critical Tables of Numerical Data, Physics, Chemistry and Technology, C. J. West and C. Hull, Eds. New York and London: McGraw-Hill Book Company, Inc, 1933, vol. 5.

- [6]** E. Hugot, Handbook of Cane Sugar Engineering, Ed. Elsevier, Third edition, 1986.
- [7]** W. L. McCabe, J. C. Smith, and P. Harriot, Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, cuarta edición en español ed. España: McGraw-Hill, 1999.
- [8]** K. A. Al-Shayji, "Modeling, simulation, and optimization of large-scale commercial desalination plants," Doctor of Philosophy in Chemical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, U.S.A., April 1998.
- [9]** J. Kestin, H. Khalifa, and R. Correi,.Tables of the Dynamic and Kinematic Viscosity of Aqueous NaOH Solutions in the Temperature Range 20-150 °C and the Pressure Range 0,1 a 5,0 MPa, Division of Engineering, Brown University, Providence, RI 02912, U.S.A.
- [10]** Peter Rein, Cane Sugar Engineering, Ed. Verlag Dr. Albert Bartens, 2007.

- [11] R. W. Serth, Process Heat Transfer: Principles and Application, first edition, Ed. Elsevier, 2007.
- [12] Donald Kern, Procesos de Transferencia de Calor, Trigésima primera reimpresión, Ed. CECSA, México, 1999.
- [13] Frank M. White, Fluid Mechanics, Fourth Edition, Ed. Mc. Graw-Hill, University of Rhode Island, U.S.A.
- [14] Wikipedia, Wikipedia The Free Encyclopedia, Steel.
- [15] Meygesy, Manual de Recipientes a Presión: Cálculo y Diseño, Versión Española, Ed. LIMUSA, México, 1989.
- [16] Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc., Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, Eight edition, New York, U.S.A., 1999.
- [17] Paul E. Milton, Handbook of Evaporation Technology, Noyes Publications, New Jersey, U.S.A., 1986.