



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Diseño básico y de detalle de un ciclo binario de evaporación instantánea de 10 kWe netos para el aprovechamiento de remanentes energéticos

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero mecánico

P R E S E N T A

Joaquín Encarnación Flores

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Agradezco a toda mi familia, especialmente a mis padres, María y Joaquín, quienes siempre han estado a mi lado brindando incondicionalmente amor y apoyo; ambos son un ejemplo de fuerza y dedicación que me ha sido de gran inspiración para alcanzar mis sueños y objetivos. También hago una mención a mis hermanas, Ana, Cristina, Marcela y Naty, porque cada una de ellas –a su modo– me ha motivado para llegar todavía más lejos de lo que he imaginado.

Se agradece al CeMIE-Geo proyecto 207032 Conacyt/Sener por el apoyo en la realización de este proyecto. Al grupo iiDEA por las facilidades y soporte en diversas actividades para el desarrollo del trabajo; a mis amigos del grupo, Edwuin, Gerardo, Karen, Monse, y Selef por hacer de mi estancia en el grupo una experiencia inolvidable.

A todos mis amigos de tantos años, compañeros de muchas aventuras y aprendizajes desde la preparatoria, Alan, David, Luis, Lupita, Martín, Roberto y Rocío; a quienes conocí en el proceso de convertirme en ingeniero, Alely, Daniela, Delia. Cada uno de ustedes ha puesto su granito de arena para yo sea quien soy actualmente.

Finalmente, agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México porque me abrió las puertas desde muy joven en el bachillerato; a la Facultad de Ingeniería, mi segunda casa. En todos estos años he adquirido conocimientos, amigos y experiencias invaluable que de una u otra manera me han abierto la mente a un mundo de posibilidades para desarrollarme como ser humano y como profesional.

Contenido

Introducción	1
Objetivo	3
Objetivos particulares	3
1. Ciclo Rankine Orgánico.....	5
1.1. Tecnología ORC	5
1.1.1. Ciclo Binario de Presión Dual	7
1.1.2. Ciclo Binario de Fluido Dual.....	9
1.1.3. Ciclo Kalina.....	11
1.2. Situación mundial actual: aplicaciones y fabricantes	12
1.3. Situación de la tecnología ORC en México.....	13
1.3.1. Experiencia ORC en México.....	14
1.3.2. Generación eléctrica con recursos geotérmicos.....	15
1.3.3. Potencial geotérmico nacional.....	17
1.3.4. Proyectos futuros en el corto plazo	19
2. Termodinámica de operación del CBEI.....	21
2.1. Proceso.....	21
2.2. Balances de masa y energía	22
2.2.1. Proceso de evaporación instantánea (<i>flash</i>).....	24
2.2.2. Proceso de separación.....	24
2.2.3. Proceso de expansión en la turbina.....	24
2.2.4. Proceso de condensación	25
2.2.5. Proceso de bombeo	25
2.2.6. Proceso de mezclado	26
2.2.7. Proceso de adición de calor	26
2.2.8. Eficiencia térmica	26
2.3. Optimización del proceso	28
2.3.1. Estados termodinámicos del circuito orgánico CBEI.....	30
2.3.2. Eficiencias	32
2.3.3. Resultados.....	33
2.4. Condiciones de operación y de diseño.....	35

3. Ingeniería básica	37
3.1. Manual de Ingeniería	37
3.1.1. Sistema de unidades	37
3.1.2. Nomenclatura y codificación.....	38
3.2. Memoria de cálculo de tuberías y accesorios	39
3.3. Memorias de cálculo de diseño de bridas y válvulas.....	44
3.3.1. Clase de bridas.....	44
3.3.2. Clase de válvulas	49
3.4. Memorias de cálculo de equipos.....	51
3.4.1. Placa de orificio	51
3.4.2. Separador centrífugo de flujo bifásico.....	55
3.4.3. Tanque regulador de nivel	64
3.4.4. Tanque de condensado.....	66
3.4.5. Boquillas y refuerzos en recipientes a presión	67
3.5. Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI)	78
4. Ingeniería de detalle	79
4.1. Especificación de tuberías y accesorios.....	79
4.2. Especificaciones de equipos	82
4.2.1. Placa de orificio	82
4.2.2. Separador centrífugo de flujo bifásico.....	84
4.2.3. Tanque regulador de nivel	85
4.2.4. Tanque de condensado.....	86
4.3. Propuesta de sistema de tuberías	87
Conclusiones	89
Trabajo futuro	90
Anexos	91
Anexo 1. Hoja de cálculo de ciclo termodinámico.....	91
Anexo 2. Datos de optimización de CBEI.....	92
Anexo 3. Diagrama de Flujo de Proceso (DFP)	94
Anexo 4. Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI)	95
Anexo 5. Diámetros y espesores nominales de tubería de acero.....	96
Anexo 6. Esfuerzo de cedencia (S_y) de aceros seleccionados	97
Anexo 7. Resistencia a la tracción (S_u) de aceros seleccionados	99

Anexo 8.	Tope de presión (<i>pc</i>) en bridas	100
Anexo 9.	Tope de presión (<i>pca</i>) en válvulas	101
Anexo 10.	Máximo esfuerzo permisible (<i>SE</i>) para tuberías de acero	101
Anexo 11.	Esfuerzo permisible (<i>S</i>) para aceros seleccionados	102
Anexo 12.	Plano constructivo de placa de orificio	104
Anexo 13.	Plano constructivo de separador centrífugo	105
Anexo 14.	Plano constructivo de tanque regulador de nivel	106
Anexo 15.	Plano constructivo de tanque de condensado	107
Fuentes de consulta		109

Lista de figuras

Figura 1.1 Esquema de una planta de ciclo binario básico.....	6
Figura 1.2 Diagrama P-h de una planta de ciclo binario básico	6
Figura 1.3 Diagrama T-Q de un ciclo binario básico	7
Figura 1.4 Esquema de ciclo binario de presión dual.....	8
Figura 1.5 Diagrama P-h de una planta de ciclo binario de presión dual.....	9
Figura 1.6 Esquema de ciclo binario de fluido dual con recuperador de calor	9
Figura 1.7 Diagrama T-s de una planta de ciclo binario de fluido dual	10
Figura 1.8 Diagrama T-Q de una planta de ciclo binario de fluido dual.....	10
Figura 1.9 Diagrama T-Q de ciclo Kalina (mezcla) comparado con un componente simple	11
Figura 1.10 Esquema de ciclo Kalina de composición variable agua-amoniaco	12
Figura 1.11 Capacidad instalada de ORC en el mundo.....	12
Figura 1.12 Participación de mercado de ORC por aplicación y por fabricante.	13
Figura 1.13 Campos geotérmicos explotados o con cierto interés en el país	16
Figura 1.14 Estimación de potencial geotérmico en México de la GPG de la CFE.....	17
Figura 2.1 Diagrama esquemático del ciclo binario de evaporación instantánea.....	21
Figura 2.2 Diagrama de flujo del CBEI.....	22
Figura 2.3 Diagrama T-s del CBEI.....	23
Figura 2.4 Diagrama T-s de ciclo triangular.....	27
Figura 2.5 Diagrama T-s de un ciclo triangular básico real	28
Figura 2.6 Diagrama T-s de CBEI con presión de separación mínima.	29
Figura 2.7 Gráfica de variación, respecto a la presión de separación, de la fracción de vapor X2 y de la potencia neta por cada kg/s de fluido de trabajo.....	33
Figura 2.8 Gráfica de variación de eficiencias del CBEI respecto a la presión de separación	34
Figura 3.1 Esquema de dimensiones de placa de orificio.....	52
Figura 3.2 Dimensiones de separador centrífugo de flujo bifásico	56
Figura 3.3 Esquema de dimensiones de tapa toriesférica ASME.....	59
Figura 3.4 Mapa de flujo bifásico de Baker	61
Figura 3.5 Esquema general de áreas de refuerzo en aberturas.....	68
Figura 3.6 Esquema de conexiones a proceso de separador centrífugo	70
Figura 3.7 Esquema de conexiones de tanque regulador de nivel.....	72
Figura 3.8 Esquema de conexiones de tanque de condensado	75
Figura 4.1 Modelo CAD 3D de placa de orificio	83
Figura 4.2 Modelo CAD 3D de separador centrífugo	85
Figura 4.3 Modelo CAD 3D de tanque regulador de nivel	86
Figura 4.4 Modelo CAD 3D de tanque de condensado.....	87
Figura 4.5 Propuesta de sistema de tuberías y soporte del CBEI10	88

Lista de tablas

Tabla 1.1 Capacidad geotérmica instalada en México	16
Tabla 1.2. Estimaciones del potencial geotérmico en México	18
Tabla 1.3 Proyectos geotermoeléctricos en desarrollo con permiso aprobado por la CRE para generación eléctrica	19
Tabla 2.1. Parámetros de equipos para diseño termodinámico del CBEI	30
Tabla 2.2 Parámetros y condiciones del CBEI a presión de separación optimizada.....	35
Tabla 3.1 Sistema de unidades utilizado en la ingeniería del CBEI.....	37
Tabla 3.2 Nomenclatura y codificación de elementos que componen el CBEI	38
Tabla 3.3 Velocidades razonables de flujo en tuberías	39
Tabla 3.4 Condiciones de Flujo por línea de proceso en el CBEI.....	40
Tabla 3.5 Diámetros y cédulas de tubería para el CBEI.....	44
Tabla 3.6 Resumen de cálculo para clase de bridas y válvulas en segmentos de tubería de CBEI	50
Tabla 3.7 Criterios de diseño y condiciones de flujo para cálculo de placa de orificio	53
Tabla 3.8. Dimensiones finales de Placa	55
Tabla 3.9 Criterios de diseño de separador.....	56
Tabla 3.10 Coeficientes a, B, e usados en ecuación (3.49)	61
Tabla 3.11 Condiciones de operación del tanque regulador.....	64
Tabla 3.12. Dimensiones de tuberías del Ciclo	65
Tabla 3.13 Resultados de diseño de tanque de condensado	66
Tabla 3.14 Espesor mínimo de pared de boquilla	67
Tabla 3.15 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en separador centrífugo.....	71
Tabla 3.16 Resumen de cálculo de áreas de refuerzo en boquillas del separador centrífugo	72
Tabla 3.17 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque regulador de nivel, iteración 1	73
Tabla 3.18 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque regulador de nivel, iteración 2	74
Tabla 3.19 Resumen de cálculo de áreas de refuerzo en boquillas del tanque regulador de nivel	75
Tabla 3.20 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque de condensado	76
Tabla 3.21 Resumen de áreas de refuerzo en boquillas del tanque de condensado	77
Tabla 4.1 Resumen de clases de tubería	79
Tabla 4.2 Detalle de especificaciones de clase 1C1 de tubería	80
Tabla 4.3 Detalle de especificaciones de clase 1C2 de tubería	80
Tabla 4.4 Detalle de especificaciones de clase 1C3 de tubería	81
Tabla 4.5 Detalle de especificaciones de clase 3C1 de tubería	82
Tabla 4.6 Especificaciones constructivas de placa de orificio	83
Tabla 4.7 Especificaciones constructivas de separador centrífugo	84
Tabla 4.8 Especificaciones constructivas de tanque regulador de nivel.....	85
Tabla 4.9 Especificaciones constructivas de tanque de condensado	87

Nomenclatura

Siglas y abreviaturas

ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
AR	Agua de repuesto
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
B	Bomba
BAAP	Bomba de alimentación de alta presión
BABP	Bomba de alimentación de baja presión
BAE	Bomba de agua de enfriamiento
BC	Bomba de condensado
BI	Bomba de inyección
C	Condensador
CEA	Condensador enfriado por aire
CED	Denominación de cédula de tubería
CFE	Comisión Federal de Electricidad
CL	Clase (de brida o válvula)
D	Deareador
DFP	Diagrama de flujo de proceso
DMLT	Diferencia media logarítmica de temperatura
DTI	Diagrama de tuberías e instrumentación
DN	Diámetro nominal de tubería (mm nominales)
E	Evaporador
EAP	Evaporador de alta presión
EBP	Evaporador de baja presión
EF	Evaporador flash
EJV	Eyector jet de vapor
FF	Filtro final
FS	Factor de seguridad
F	Líquido saturado
G	Vapor saturado
GPG	Gerencia de Proyectos Geotérmicos de la CFE
HDR	Roca seca caliente (<i>Hot Dry Rock</i>)
iiDEA	Instituto de Ingeniería, Desalación y Energías Alternas
ISO	<i>International Organization for Standarization</i>
NPS	<i>Nominal pipe size</i> (pulgadas nominales)
PB	Pozo Barométrico
PC	Precalentador
PCAP	Precalentador de alta presión
PCBP	Precalentador de baja presión

PCR	Precalentador regenerativo
PI	Pozo de Inyección
PP	Pozo de producción
RA	Removedor de arenas
RC	Recalentador
RH	Removedor de humedad
S	Separador
SC	Sobrecalentador
TAP	Turbina de alta presión
TBP	Turbina de baja presión
TE	Torre de enfriamiento
T/G	Turbogenerador
VCP	Válvulas de control y paro
VE	Válvula de estrangulamiento
V	Venteo
VCB	Válvula check de bola

Simbología

General

A	Compensación de corrosión de pared (de tubería o recipiente a presión)
A_0	Área de espiral en entrada a separador
D	Diámetro de elementos cilíndricos
D_b	Diámetro de salida de líquido de separador
D_e	Diámetro de salida de vapor de separador
D_t	Diámetro de entrada a separador
D'	Diámetro de interior cara realzada de brida RF según ASME B16.5
d_o	Diámetro de orificio
d_w	Diámetro de gota en flujo bifásico
E	Eficiencia de junta de soldadura (de tubería o recipiente a presión) Espesor de placa de orificio
E^*	Módulo de elasticidad de material
e	Espesor de placa de orificio en bisel
F_a	Factor de expansión térmica de placa de orificio
h	Entalpía Altura de cuerpo de recipiente a presión
k	Relación de calores específicos de flujo
L	Longitud de segmento de tubería
L_{tapa}	Radio de corona de tapa toriesférica
\dot{m}	Flujo másico
P	Presión
P_r	Índice de clasificación de clase de presión (para válvulas y bridas)
p_c	Tope de presión de brida según ASME B16.5

p_{ca}	Tope de presión de clase estándar de válvula según ASME B16.34
p_{st}	Presión máxima de trabajo de clase estándar de válvula según ASME B16.34
p_t	Presión máxima de trabajo de brida según ASME B16.5
Q	Flujo volumétrico
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo
r	Radio de rodilla de tapa toriesférica
S	Esfuerzo máximo permisible debido a presión interna
S_u	Esfuerzo último a la tensión
S_y	Esfuerzo de cedencia
T	Temperatura
t	Espesor de pared
t_m	Espesor mínimo requerido de tubería sometida a presión
t_{mf}	Espesor de tubería con factor de seguridad ($t_{mf} > t_m$ siempre)
v	Volumen específico
V_{AN}	Velocidad anular de ascenso de vapor en separador
V_{dis}	Volumen de diseño de tanque a presión
V_T	Velocidad de entrada de mezcla a separador
V_{total}	Volumen total requerido de fluido el ciclo
W	Flux másico
\dot{W}	Trabajo por unidad de tiempo
x	Fracción de vapor
Y	Factor de compresibilidad de flujo
z	Longitud de separador según Figura 3.2

Letras griegas

α	Ángulo de bisel de placa de orificio
	Longitud de separador según Figura 3.2
β	Relación de diámetros de placa orificio
	Longitud de separador según Figura 3.2
ΔP	Caída de presión
η_{th}	Eficiencia térmica de ciclo
η_{th}^C	Eficiencia térmica de Carnot
η_{th}^{TRI}	Eficiencia térmica de ciclo triangular
η_A	Eficiencia de arrastre de separador
η_{ef}	Eficiencia total de separador
η_m	Eficiencia centrífuga de separador
μ	Viscosidad
ρ	Densidad
σ	Tensión superficial

Subíndices

$*_L$	Propiedad de líquido
$*_m$	Propiedad de mezcla

<i>*v</i>	Propiedad de vapor
<i>*dis</i>	Parámetro de diseño
<i>*ext</i>	Medida exterior
<i>*i</i>	Propiedad de flujo a la entrada de equipo
<i>*int</i>	Medida interior
<i>*neto</i>	Parámetro neto
<i>*o</i>	Propiedad de flujo a la salida de equipo
<i>*op</i>	Parámetro de operación
<i>*req</i>	Parámetro requerido
<i>*T</i>	Parámetro de trabajo
<i>*@T</i>	Parámetro a temperatura T

Resumen

El presente trabajo fue desarrollado a partir de las actividades de apoyo que el autor ha prestado en el grupo iiDEA®¹, más específicamente en la ingeniería del proyecto Ciclo Binario de Evaporación Instantánea 10 kWe. El lector podrá observar que los capítulos de esta tesis siguen la secuencia de las actividades básicas de la ingeniería del proyecto en que el autor participó.

El primer capítulo es una contextualización de los principios básicos, aspectos técnicos y situación actual del desarrollo e implementación de los Ciclos Rankine Orgánicos (ORC, por las siglas de *Organic Rankine Cycle*) en el mundo y en nuestro país, no solamente en el ámbito geotérmico, sino en los diversos campos de aplicación de esta tecnología.

En el segundo capítulo se detallan los conceptos básicos específicos del Ciclo Binario de Evaporación Instantánea (CBEI) que el grupo iiDEA® ha propuesto. Se describen los procesos termodinámicos que rigen la operación del ciclo y se desarrolla un método de optimización para conseguir los parámetros de trabajo (condiciones de operación y diseño básico) para un prototipo de 10 kWe netos.

El tercer capítulo recoge los datos obtenidos de la optimización realizada en el segundo capítulo para el diseño básico de sistemas de tuberías y de algunos equipos (placa de orificio, separador centrífugo de flujo bifásico y recipientes a presión); se toman en cuenta los criterios establecidos en el Manual de Ingeniería del proyecto para regir todo lo relativo a la documentación de los cálculos, de dibujos y modelos CAD 3D, y de especificaciones.

Finalmente, el cuarto capítulo concentra las especificaciones finales y planos constructivos de los sistemas de tuberías y de equipos, así como listas de materiales requeridos para la construcción del prototipo de 10 kWe.

¹ Nombre registrado ante el IMPI el 11/06/2014 a nombre de la Universidad Nacional Autónoma de México.

Introducción

El aprovechamiento de recursos geotérmicos en la generación comercial de electricidad tiene aproximadamente un siglo de historia, cuando se instaló el primer motogenerador eléctrico alimentado por vapor geotérmico en la región de Larderello, Italia, en 1912. Desde entonces, la principal manera de aprovechar la energía de un geofluido en la generación de potencia ha sido a través de turbinas de vapor que reciben vapor seco o vapor separado de la salmuera que sale de los pozos de producción. Por supuesto, la salmuera que se desecha posee un potencial exergético considerable que puede aprovecharse con otros medios. La aplicación de ORC ha permitido el aprovechamiento de gradientes térmicos relativamente bajos y sin rentabilidad para una planta geotermoeléctrica convencional. Su característica principal es que el fluido geotérmico no se utiliza en el ciclo termodinámico, sino que otro fluido limpio hace todo el trabajo con la energía que se extrae del primero.

A diciembre de 2016, la tecnología ORC representaba un total instalado al rededor del mundo de 2701 MW, distribuidos en 705 proyectos y 1754 unidades. México ha tenido muy poca experiencia en la instalación y operación de esta tecnología con algunas unidades en sus principales campos geotérmicos, de las cuales ninguna se encuentra actualmente funcionando. En este sentido y con el fin de generar conocimiento, tecnología y recursos humanos nacionales, el grupo académico iiDEA® ha realizado investigaciones sobre generación eléctrica mediante un ORC modificado denominado Ciclo Binario de Evaporación instantánea (CBEI), siguiendo el objetivo principal de las mejoras realizadas en los ciclos binarios durante los últimos años por diversos grupos de investigación alrededor del mundo: reducir las pérdidas energéticas asociadas a la transferencia de calor del fluido geotérmico al fluido de trabajo.

Nuestro país cuenta con un gran potencial geotérmico que se ha aprovechado parcialmente con algunos campos geotermoeléctricos instalados y la tecnología ORC tiene una gran oportunidad de desarrollo, ya sea en esos campos mediante el aprovechamiento de salmuera de desecho o en nuevos campos con recursos de baja y media entalpía que no son de interés para los grandes desarrolladores de proyectos geotermoeléctricos; incluso tienen cabida en aplicaciones industriales donde existan grandes cantidades de calor de desecho.

La viabilidad técnica de los ciclos binarios está por demás demostrada y los trabajos de investigación y desarrollo que realiza el grupo iiDEA® tienen como objetivo principal que los actores del sector energético nacional miren hacia estas alternativas. Y precisamente en esta misma línea, este trabajo pretende dar una pauta técnica en el diseño de diversos componentes que forman parte del proceso de un ciclo binario en pos de contribuir en los procesos de ingeniería del grupo y complementar el diseño básico que ha venido realizándose en diversas etapas de trabajo.

Objetivo

Completar el diseño de equipos y sistemas de tuberías de un módulo de Ciclo Binario de Evaporación Instantánea de 10 kWe de potencia para el aprovechamiento de remanentes energéticos de procesos de transformación de energía de baja y mediana entalpía (temperatura de 150°C y presión de 5 bar).

Objetivos particulares

- Describir el panorama del desarrollo de ciclos binarios a nivel mundial y nacional para el aprovechamiento de remanentes energéticos.
- Desarrollar el marco teórico de funcionamiento del Ciclo Binario de Evaporación Instantánea de 10 kWe.
- Desarrollar la ingeniería básica de equipos (recipientes a presión, separador centrífugo de flujo bifásico y placa de orificio), tuberías y accesorios del CBEI10, bajo métodos de cálculo y normativas nacionales e internacionales aplicables, estableciendo una metodología para la generación y control de documentos.
- Desarrollar la ingeniería de detalle de dichos equipos que permita la construcción e instalación del módulo bajo una serie de especificaciones técnicas definidas por el equipo de ingeniería del grupo iiDEA.

1. Ciclo Rankine Orgánico

1.1. Tecnología ORC

El ORC sigue los mismos principios que el ciclo de vapor Rankine, ampliamente utilizado en las plantas térmicas de potencia para generar electricidad, pero usa un fluido orgánico en lugar de agua. La posibilidad de seleccionar el mejor fluido de trabajo depende de la cantidad de calor disponible y el tamaño de la planta resulta en múltiples ventajas: (a) turbomaquinaria más eficiente, (b) vacío limitado en el condensador y (c) alto desempeño comparado con los ciclos Rankine convencionales o de gas considerando fuentes de calor menores a 400°C y salida de potencia menor a 20 kW (Colonna, y otros, 2017; Macchi, 2016).

Los fluidos de trabajo pueden ser seleccionados de una larga lista de candidatos que incluye hidrocarburos, hidroclorocarbonos, siloxanos y mezclas de estos componentes. Esta característica distintiva hace a los ORC la opción más confiable para aprovechar fuentes de calor no convencionales, tales como salmueras geotérmicas, combustión de biomasa, recuperación de calor de desecho de procesos industriales y aplicaciones termosolares (Astolfi, Martelli, & Pierobon, 2017).

La conversión de calor en trabajo mediante vapor es un proceso adecuado para temperaturas en el rango de 160°C a 550°C en la entrada de la turbina; fuera de este rango trabajar con agua se vuelve complicado. En las últimas décadas se ha trabajado para tratar de aprovechar la máxima energía posible de los combustibles fósiles mediante otros fluidos diferentes del vapor de agua o en combinación con él, pero se han encontrado más usos fuera del contexto de las plantas fósiles: en las centrales geotérmicas, en donde se concentra la mayoría, por lo menos en cantidad, de unidades instaladas de este tipo.

Las plantas de ciclo binario son las más cercanas en principio termodinámico a las plantas convencionales fósiles o nucleares en las que el fluido de trabajo experimenta un ciclo cerrado real, como se ve en la Figura 1.1. El fluido de trabajo, elegido por sus propiedades termodinámicas –bajo punto de ebullición y alto peso molecular, principalmente– comúnmente es un fluido orgánico; es por eso que el ciclo termodinámico en los ciclos binarios también se conoce como Ciclo Rankine Orgánico. Los procesos que experimenta el fluido de trabajo son exactamente los de un ciclo Rankine convencional: recibe calor del fluido caliente y se evapora, luego se expande a través de un motor primario (no siempre es una turbina), posteriormente se condensa y se devuelve al evaporador por medio de una bomba de alimentación.

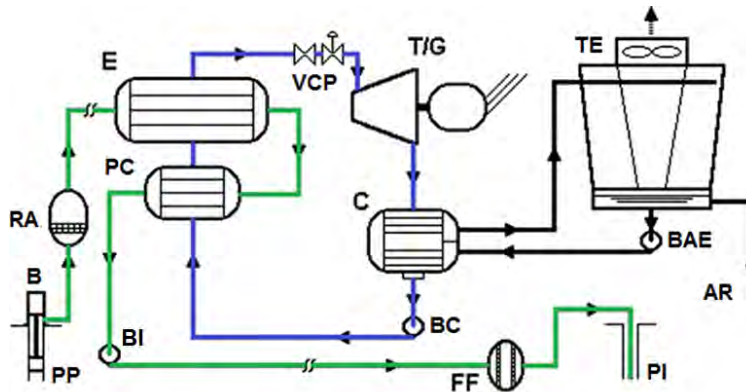


Figura 1.1 Esquema de una planta de ciclo binario básico (DiPippo, 2016)

El ORC tiene algunas diferencias respecto al ciclo Rankine convencional, debido a las características fisicoquímicas del fluido de trabajo, algunas son las siguientes (Watson, 2013):

- La expansión isentrópica en la turbina resulta en vapor sobrecalentado para el fluido orgánico y no en mezcla líquido-vapor como pasa con el agua, por lo que se evita la erosión de los álabes de la turbina por gotas de humedad.
- La pendiente en la curva de líquido saturado es menos pronunciada, por lo que se presta más para convertirse en un ciclo regenerativo.
- El rechazo de calor en la condensación puede hacerse en muchos casos a una presión cercana a la atmosférica, por lo que se minimiza el riesgo de fuga en el condensador. Por ejemplo, la presión de saturación del isopentano a una temperatura ambiente de 30°C es aproximadamente 1 bar.
- La densidad del fluido en estado gaseoso es más alta que la del agua, por lo que se requiere una turbina de menor tamaño para una potencia de salida dada.

En la Figura 1.2 se observa el diagrama P-h de un ciclo binario básico. Se aprecia la pendiente menos pronunciada en la curva de líquido y que la expansión isentrópica del vapor saturado recae en la zona de vapor sobrecalentado.

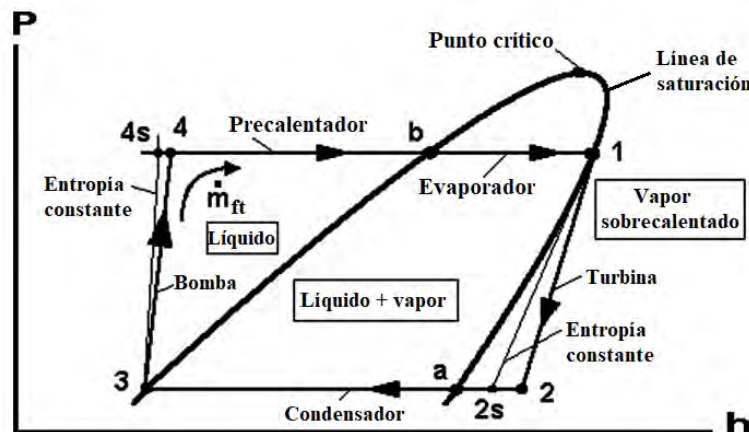


Figura 1.2 Diagrama P-h de una planta de ciclo binario básico (DiPippo, 2016)

Uno de los principales desafíos en el desarrollo de las plantas de ciclo binario es vencer la baja eficiencia. Como referencia puede tomarse el caso de una planta donde el agua geotérmica está a 150°C y el sumidero de enfriamiento a 40°C, en ese caso la eficiencia máxima de Carnot es de apenas 26%. Una vez reconocida la ineficiencia de los ciclos binarios básicos, cualquier mejora en la eficiencia de uno o dos por ciento es significativamente grande respecto a la eficiencia total. Los avances tecnológicos en los ciclos binarios se han registrado en dos vertientes con el fin de mejorar la baja eficiencia del arreglo básico: *a)* en la modificación o adición de arreglos de equipos y niveles de presión o *b)* en el estudio de fluidos de trabajo. Actualmente se trabaja en ambas posibilidades integradas para lograr máximas eficiencias de primera y segunda ley.

Minimizar las pérdidas en el intercambio de calor del fluido caliente y el de trabajo es la estrategia más estudiada para mejorar la eficiencia de los ciclos binarios. Estas pérdidas existen debido a una gran diferencia de temperatura entre la salmuera caliente y el fluido de trabajo frío. Al mantener cercanas entre sí la curva de enfriamiento de la salmuera y la del fluido de trabajo, estas pérdidas pueden ser reducidas (Watson, 2013). En la Figura 1.3 se observan las curvas de calentamiento y evaporación para un ciclo binario básico; en la etapa de evaporación es donde se presentan más irreversibilidades.

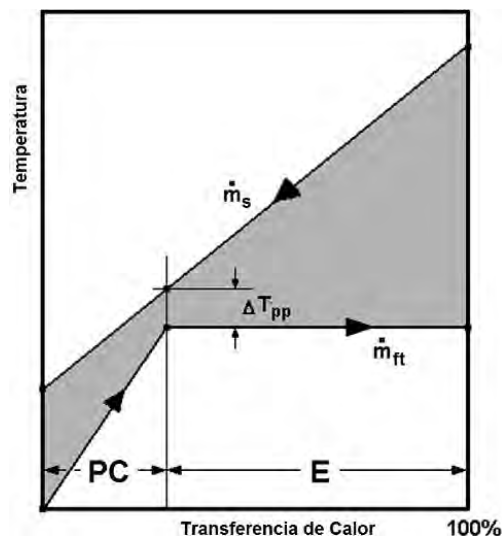


Figura 1.3 Diagrama T-Q de un ciclo binario básico (DiPippo, 2016)

1.1.1. Ciclo Binario de Presión Dual

El ciclo de presión dual tiene un proceso de ebullición y calentamiento en dos etapas que permite que los dos fluidos alcancen una diferencia media de temperatura más pequeña que el proceso de una etapa en un ciclo básico. La planta de Raft River de 5 MW en Idaho, Estados Unidos, fue la primera en utilizar el concepto de doble presión. Fue operada como una planta de demostración de 1981 a 1982 por el *Idaho National Engineering Laboratory* para el Departamento de Energía de los Estados Unidos (DiPippo, 2016).

Un esquema de una planta de doble presión se da en la Figura 1.4: el fluido geotérmico pasa primero por el evaporador de alta presión (EAP), luego por el evaporador de baja presión (EBP), posteriormente se divide en dos corrientes para pasar a los precalentadores de alta (PCAP) y de baja presión (PCBP), finalmente el fluido se reinyecta al subsuelo. Por otra parte, el fluido orgánico tiene un recorrido más complejo: primero se precalienta todo el fluido en el PCBP, luego se divide una corriente hacia el EBP que evapora el fluido y se envía a la turbina de baja presión (TBP); la otra corriente que sale del PCBP se manda a la bomba de alimentación de alta presión (BAAP) que eleva su presión y la envía al precalentador PCAP y evaporador EAP, luego pasa a la turbina de alta presión (TAP) que la expande hasta el nivel de baja presión, donde se mezcla con la otra corriente de fluido orgánico; la corriente total de vapor termina de expandirse en la TBP; finalmente la condensación puede hacerse en un condensador enfriado por aire CEA o de otro tipo, dependiendo de la disponibilidad de agua y los costos asociados; el ciclo se reinicia cuando la bomba de alimentación de baja presión BABP suministra el condensado al PCBP.

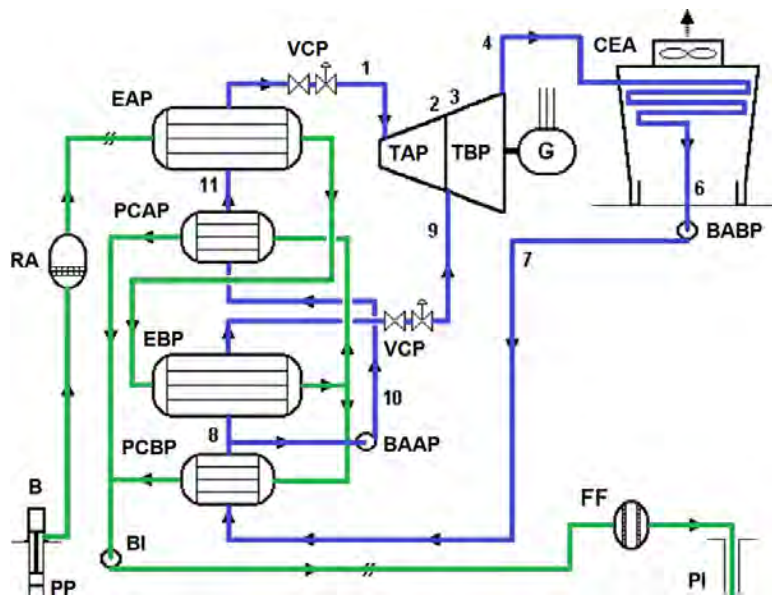


Figura 1.4 Esquema de ciclo binario de presión dual (DiPippo, 2016)

En la Figura 1.5 se observa el ciclo en el diagrama P-h, en el cual se distinguen los tres niveles de presión que se manejan en el proceso. Es de destacar que la curva de compresión del ciclo se acerca a la curva de líquido saturado como en un ciclo regenerativo.

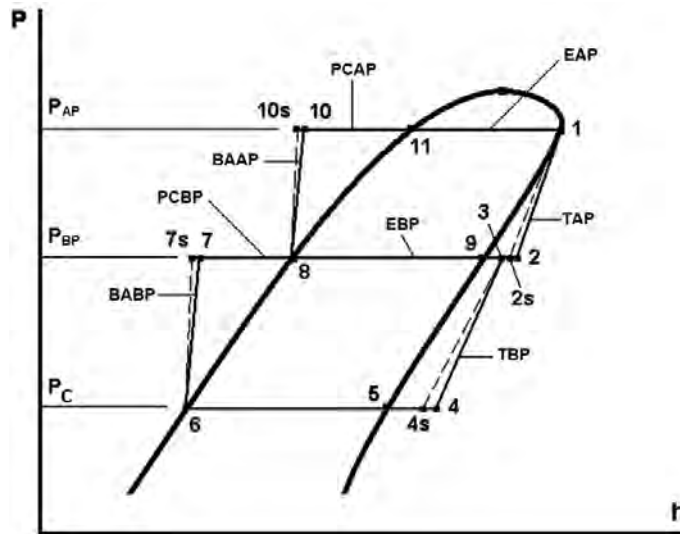


Figura 1.5 Diagrama P-h de una planta de ciclo binario de presión dual (DiPippo, 2016)

1.1.2. Ciclo Binario de Fluido Dual

El esquema de un ciclo binario de fluido dual es muy parecido al de presión dual, pero en este caso cada nivel de presión maneja un fluido diferente, cada uno operando en un ciclo Rankine simple mediante un arreglo en cascada para extraer la mayor cantidad de energía del fluido caliente y tener una diferencia media de temperaturas pequeña en comparación con el arreglo básico. El esquema de ciclo binario de fluido dual mostrado en la Figura 1.6 presenta un recuperador de calor E2 que enlaza el ciclo superior del fluido 1 con el ciclo inferior del fluido 2.

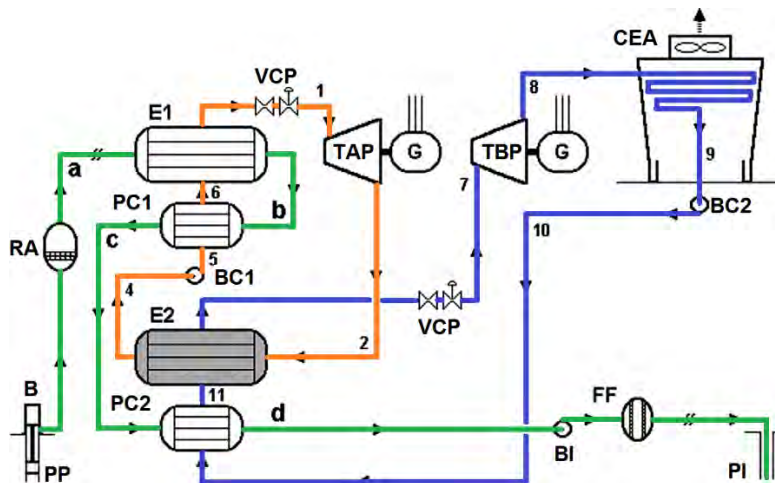


Figura 1.6 Esquema de ciclo binario de fluido dual con recuperador de calor (DiPippo, 2016)

En la Figura 1.7, se observan mejor las diferencias entre los dos ciclos ORC acoplados de tal manera que la condensación del fluido 1 se aprovecha para la evaporación del fluido 2. La selección de fluidos y condiciones de operación es una tarea importante para lograr la sinergia en la operación de los ORC. Como observación, se presentan dos ejes de entropía, porque,

debido a las características de cada fluido, no siempre coincide una curva sobre la otra, sino que pueden desfasarse horizontalmente si se usara un eje común de abscisas.

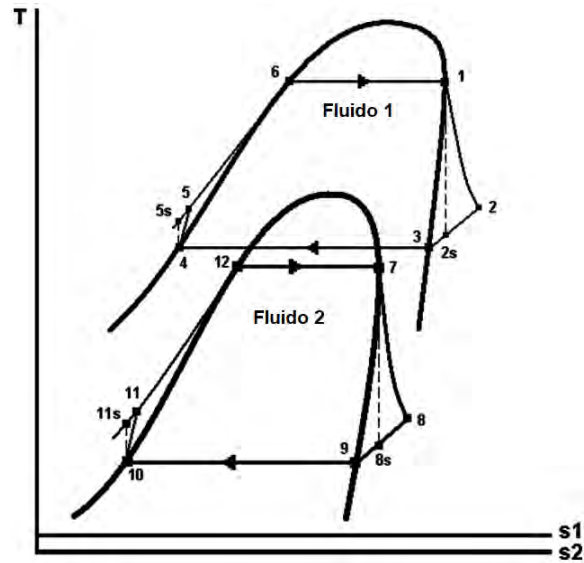


Figura 1.7 Diagrama T-s de una planta de ciclo binario de fluido dual (DiPippo, 2016)

El objetivo de este arreglo es, al igual que en el ciclo de presión dual, acercar la curva de calentamiento- evaporación del fluido de trabajo a la curva de enfriamiento de la salmuera para reducir las pérdidas por la gran diferencia de temperaturas entre ambos fluidos. En la Figura 1.8 puede observarse el resultado de la transferencia de calor en el arreglo de fluido dual; se nota que la curva del fluido de trabajo está fragmentada, debido a que son dos fluidos orgánicos diferentes, uno que se acopla a las condiciones de alta temperatura para calentarse y evaporarse y otro a las condiciones de baja temperatura para precalentarse.

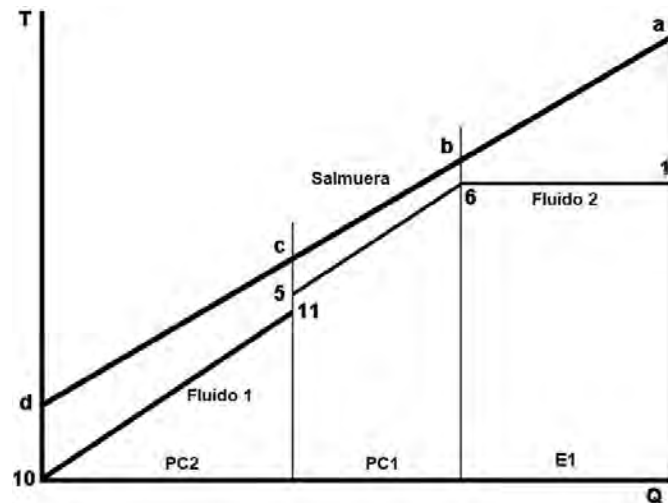


Figura 1.8 Diagrama T-Q de una planta de ciclo binario de fluido dual (DiPippo, 2016)

La primera planta binaria comercial en los Estados Unidos fue un diseño notablemente avanzado: la planta Magmamax en East Mesa en Imperial Valley, California. Se trata de una planta de 12.5 MW que comenzó sus operaciones en 1979 utilizando un ciclo de dos fluidos hidrocarburos, uno en ciclo Rankine supercrítico y otro subcrítico (Hinrichs & Dambly, 1980).

1.1.3. Ciclo Kalina

El ciclo Kalina fue introducido en la literatura en 1989 por Kalina y Liebowitz. El objetivo de esta variante es, como los ejemplos mostrados anteriormente, acercar las curvas de enfriamiento y calentamiento del fluido geotérmico y de trabajo, respectivamente. La ventaja del ciclo Kalina se observa en la Figura 1.9: el fluido de trabajo es una mezcla de amoníaco-agua; a medida que la mezcla aumenta de temperatura, el amoníaco se evapora y sale de la solución, por lo que la temperatura de saturación de la mezcla aumenta casi a la del agua, y de esa manera, el acercamiento entre temperaturas en el evaporador se mantiene más pequeño que si se evaporara completamente el fluido de trabajo de un componente simple (Watson, 2013).

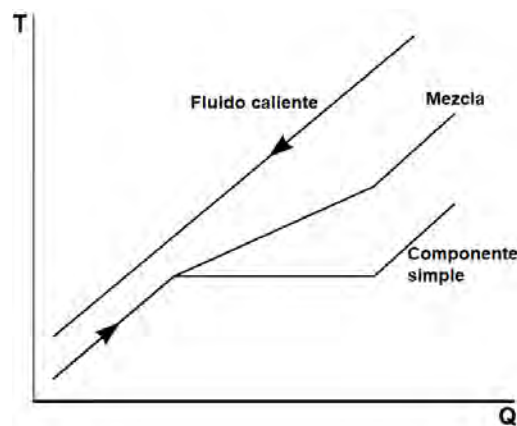


Figura 1.9 Diagrama T-Q de ciclo Kalina (mezcla) comparado con un componente simple (Watson, 2013)

En la Figura 1.10 se muestra el arreglo básico con la idea de la separación del amoníaco y agua. El separador permite que el vapor saturado rico en amoníaco fluya hacia la turbina, permitiendo así una turbina más pequeña y menos costosa que para un fluido de trabajo tipo hidrocarburo. El líquido rico en agua se utiliza en el precalentador PC y luego se estrangula hasta la presión de escape de la turbina antes de mezclarse con la solución fuerte para restaurar la composición primaria. La mezcla se utiliza entonces en un precalentador regenerativo PCR antes de ser totalmente condensada.

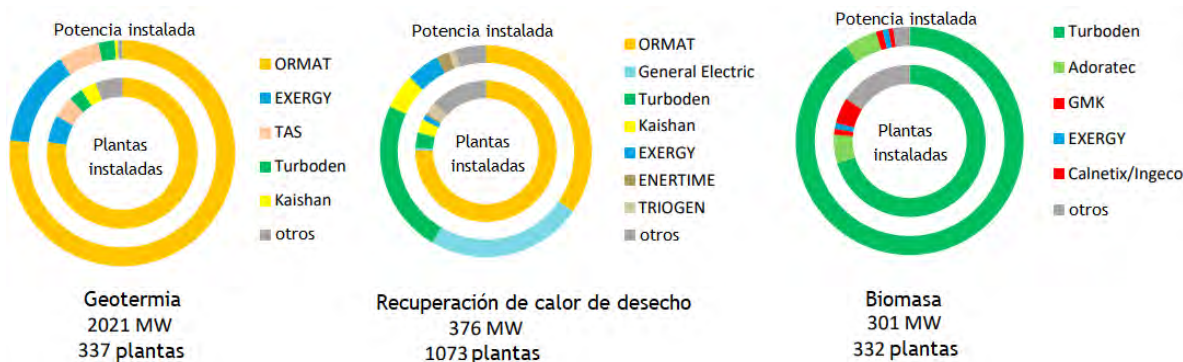


Figura 1.12 Participación de mercado de ORC por aplicación y por fabricante. (Astolfi & Tartiere, 2017)

La recuperación de calor residual es un campo emergente para los ORC: los grandes competidores están activos con plantas de tamaño medio-grande recuperando calor de turbinas de gas, de motores de combustión interna o de procesos industriales (Figura 1.12b). La mayoría del resto de fabricantes están enfocados en aplicaciones pequeñas de recuperación con productos que van desde los 10 a los 150 kWe. La recuperación de calor cubre el 13.9% del mercado total y con un número importante de unidades operativas (Figura 1.11a); sin embargo, es importante mencionar que alrededor de 800 de estas unidades son plantas muy pequeñas (<4kW) instaladas por ORMAT para operar válvulas y protección catódica a lo largo de tuberías en áreas remotas.

Las aplicaciones en biomasa representan una porción similar del mercado que la de recuperación de calor con 11% y una considerable cantidad de plantas, similar a la cantidad que hay en geotermia. Como se ve en la Figura 1.12c, Turboden es el principal competidor en esta aplicación con más de 228 plantas (la mayoría de ellas en cogeneración).

Finalmente, las aplicaciones solares son insignificantes frente a las demás porque un proyecto de esta naturaleza resulta en un alto costo de inversión que hacen que los ORC acoplados a concentradores y colectores solares sean más caros que los sistemas de paneles fotovoltaicos y baterías. (Astolfi & Tartiere, 2017).

1.3. Situación de la tecnología ORC en México

La tecnología ORC tiene una presencia prácticamente nula en el panorama energético mexicano. La CFE ha hecho algunos intentos por introducir esta tecnología en los desarrollos geotérmicos del país. En 1997, decidió comprar dos unidades de 1.5 MW cada una para adquirir experiencia utilizando esta tecnología debido a un acuerdo entre los Ministros de Energía de Israel y México; se decidió instalarlas en Los Azufres para explotar pozos de agua de baja entalpía. En el año de 1998, adquirió cuatro plantas de ciclo binario de 300 kW cada una de la compañía ORMAT con el objetivo de explorar la generación a pequeña escala en comunidades rurales que tuvieran manifestaciones geotérmicas y estuvieran aisladas del Sistema Eléctrico Nacional (Raygadas, 2014).

1.3.1. Experiencia ORC en México

1.3.1.1. Maguárichic

El sitio más favorable para el programa piloto de CFE en 1998 fue Maguárichic, Chihuahua. Sin embargo, solo se instaló una y las demás se llevaron a otros campos geotérmicos –Cerro Prieto, Las Tres Vírgenes y Los Humeros– para continuar con estudio de la implementación de estos ciclos con salmuera. En Cerro Prieto se probó con la inyección de inhibidores de incrustación en el intercambiador de calor, sin mucho éxito. En Tres Vírgenes una unidad se instaló para aprovechar la salmuera del pozo LV-1 y la potencia se aprovechó en la estación de bombeo por dos años (2000-2002) hasta que la producción en ese pozo declinó. Finalmente, en Los Humeros la unidad se instaló para aprovechar la energía residual de la salmuera producida por el pozo H-1 y probar un estanque que actuaría como torre de enfriamiento, pero debido a la disminución en la producción de salmuera del pozo mencionado y la presencia de fugas en el estanque, se suspendió la prueba.

Maguárichic era en esa época un pequeño pueblo de unos 380 habitantes. Antes del proyecto, a esa comunidad se le suministraba energía eléctrica mediante un generador diésel que funciona aproximadamente 4 o 5 horas por día, debido principalmente al alto costo del combustible. El resto del tiempo la comunidad carecía de suministro de electricidad. Mientras que las manifestaciones geotérmicas de la comunidad, constituidas por aguas termales superficiales y algunas fumarolas cuyas temperaturas oscilan entre 60°C y 90°C, eran desaprovechadas.

El proyecto de Maguárichic costó aproximadamente 1.3 millones USD y se desarrolló en tres etapas:

Perforación de pozos productores y de inyección: se perforaron dos pozos de producción, el primero con temperaturas de hasta 120°C y otro que resultó de menor temperatura, pero en mayor flujo másico y que terminó suministrando el agua caliente al ciclo binario piloto.

Manufactura de la planta binaria: la planta de ciclo binario ORMAT se adquirió para condiciones de 120°C a 170°C y flujo másico de 70-100 ton/h de agua a plena carga. Su diseño era modular, donde todas sus partes –precalentador, evaporador, turbogenerador y los sistemas de lubricación y control fueron colocados en una plataforma de 8m x 3m–; el condensador y tanque de almacenamiento del fluido orgánico (isopentano) estaban en un segundo módulo encima del principal.

Instalación de la unidad generadora: el tiempo para esta etapa fue corto en realidad, apenas 2 meses de construcción civil y 1 de instalación. Dado que la planta no estaba interconectada al SEN, se hicieron adecuaciones para responder a la variación de carga instantánea, esto es, se hizo un *bypass* sobre la turbina hacia el condensador para variar el flujo másico de vapor. Además, se instaló una subestación elevadora de 480 V a 23 y 34.5 kV para transmitir la potencia a la comunidad.

La planta estuvo en funcionamiento de 2001 a 2008.

1.3.1.2. Los Azufres

En 1997 se instalaron dos unidades ORMAT de 1.5 MW en sitios diferentes del campo. El objetivo fue el aprovechamiento de salmuera geotérmica desperdiciada.

El proyecto se puede dividir en dos partes principales:

Manufactura de las unidades de generación: las condiciones de diseño de las unidades generadoras eran 175°C de temperatura y un flujo másico de 141 ton/h y tenían un esquema ORC básico. La salmuera de escape se descargó de la salida del precalentador a un silenciador.

Instalación de las unidades: La primera unidad se instaló junto a la unidad 10 de contrapresión de 5MW, para aprovechar el agua separada (60 ton/h). La energía eléctrica de este ciclo binario fue al mismo transformador de la unidad de 5 MW. La segunda unidad se instaló en el pozo AZ-22 para conseguir 130 ton/h combinados con 30 ton/h más de salmuera proveniente del pozo AZ-55. El objetivo era probar esta unidad binaria de manera independiente con su propia subestación eléctrica. En 2009 las dos unidades fueron desinstaladas debido a diversos problemas operativos y de costos que excedían los beneficios de mantenerlas instaladas.

1.3.1.3. Las Tres Vírgenes

Además de la instalación de la unidad de 300 kW del programa piloto de la CFE en 1998, la CFE tiene en programa instalar una unidad de ciclo binario de 1.7 MW para aprovechar la abundante salmuera que producen los pozos de este campo. De este modo, se incrementaría la eficiencia global de la planta (Asociación Geotérmica Mexicana, 2017).

1.3.2. Generación eléctrica con recursos geotérmicos

Dado que la experiencia mexicana en ORC se ha dado en plantas geotérmicas únicamente, se presenta en este apartado un panorama de este recurso natural energético que es sujeto de integrar esta tecnología en sus instalaciones, ya sea como proyectos complementarios de las plantas geotermoeléctricas del país o como proyectos independientes de generación distribuida.

Históricamente, la energía geotérmica de nuestro país se ha aprovechado en su mayoría en producción de energía eléctrica; y en algunos otros casos, con usos directos limitados a la balneología. Se discute la situación de la geotermia con el enfoque de generación eléctrica.

La potencia instalada de plantas geotermoeléctricas en el país es de 938 MW, distribuida en 5 campos geotérmicos que operan actualmente; 4 son propiedad de la Comisión Federal de Electricidad y 1 es operado por un productor privado, Grupo Dragón. En la Tabla 1.1 se enlistan los detalles de capacidad de cada campo geotérmico operativo en el país.

Tabla 1.1 Capacidad geotérmica instalada en México

Campo	Operador	Capacidad Instalada (MWe)	Capacidad operativa (MWe)
Cerro Prieto, Baja California	CFE	570	570
Los Azufres, Michoacán	CFE	227.8	224.8
Los Humeros, Puebla	CFE	95.4	95.4
Tres Vírgenes, Baja California Sur	CFE	10	10
Domo San Pedro, Nayarit	Grupo Dragón	35	25
Total		938.2	913.8

Fuente: Elaboración propia con datos de la Comisión Reguladora de Energía, Asociación Geotérmica Mexicana y CEMIE-Geo, 2018

En la Figura 1.13 se observa la distribución de los campos geotérmicos en México operativos y no operativos con cierta importancia. Ninguno de estos desarrollos tiene en la actualidad algún esquema de ORC en sus unidades operativas.

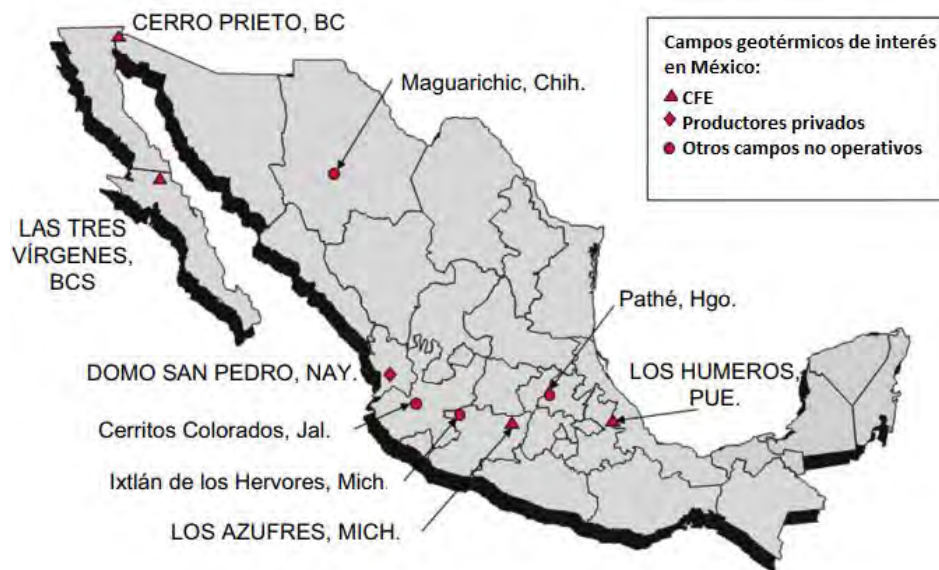


Figura 1.13 Campos geotérmicos explotados o con cierto interés en el país (DiPippo, 2016)

1.3.3. Potencial geotérmico nacional

En 2011, la GPG (Gerencia de Proyectos Geotérmicos) de la CFE publicó un estudio donde se resumían las principales estimaciones del potencial geotérmico que se han hecho en nuestro país y se añadía una nueva realizada por esta entidad.

El cálculo de esta nueva estimación se hizo con base en la clasificación por rangos de temperatura geotermométrica –de alta, media y baja entalpía– de las 1380 manifestaciones registradas en todo el país en el catálogo de la GPG. Se utilizó el método volumétrico para obtener el potencial geotérmico nacional (Ordaz, Flores, & Ramírez, 2011). Los resultados de esa estimación se resumen en la siguiente gráfica, donde se observa que las reservas posibles abarcan la mayoría de las reservas totales de recursos geotérmicos, y que los de alta entalpía representan una cantidad que está muy por encima de los de baja o media entalpía.

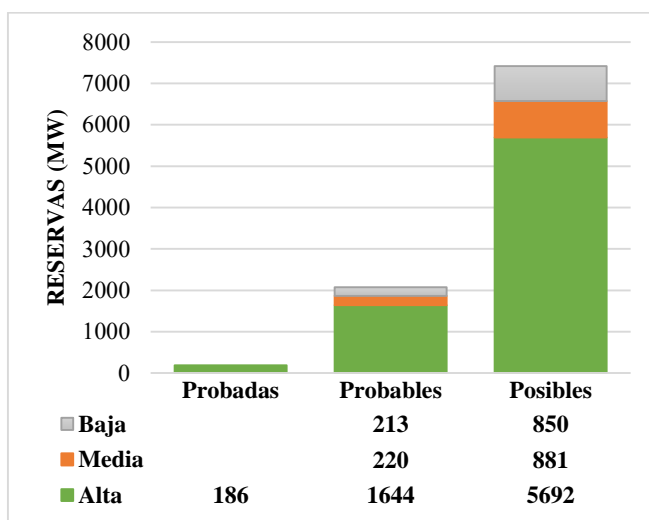


Figura 1.14 Estimación de potencial geotérmico en México de la GPG de la CFE
(Elaboración propia con datos de Ordaz, Flores, & Ramírez, 2011)

En la Tabla 1.2 se muestra una comparación entre las diferentes metodologías de estimación del potencial geotérmico nacional que se han realizado a lo largo de varios años, junto con la descripción de las consideraciones que cada autor propuso para hacer el cálculo. La estimación realizada por Ordaz y otros define las reservas probadas como aquella capacidad que puede añadirse a la potencia instalada de los campos geotérmicos operativos hasta ese entonces (Cerro Prieto, Los Azufres, Los Humeros y Tres Vírgenes) y añade las reservas probadas en el campo no explotado de Cerritos Colorados.

Tabla 1.2. Estimaciones del potencial geotérmico en México

Autor	Año	Capacidad instalada en esa fecha (MW)	Premisas y bases de la estimación	Total estimado (MW)
Alonso, H.	1975	75	Se asumió un potencial de 500 MW en Cerro Prieto, 100 MW en diversas zonas estudiadas y 75 MW en zonas no estudiadas hasta esa fecha	4,000
Mercado, S.	1976	75	Método volumétrico con base en características geoquímicas y geotermómetros conocidos en esa fecha.	13,100
Alonso, H.	1985	170	Estimación geológica. Se estimaron reservas probadas por 1340 MW, probables de 4600 MW y posibles de 6000 MW.	11,940
Mercado y otros	1985	170	Método volumétrico estimando recursos de temperaturas intermedias (125-135°C) en dos zonas del país: centro (3600 km ² y 2 km de espesor) y sur (2000 km ² y 1.5 km de espesor).	45,815
Iglesias y Torres	2009	958	Estimación de calor almacenado a 3 km mediante un método volumétrico y Montecarlo para el 21% de recursos de temperatura baja a intermedia en 20 estados del país.	77-86 (EJ térmicos)
Ordaz , et al.	2011	958	Método volumétrico sobre 1380 localidades termales de baja a alta temperatura. Reservas probadas: 186 MW, probables: 2077 MW, posibles: 7423 MW.	9,686

Fuente: Adaptación de (Hirirart, 2011)

La capacidad operativa de las plantas geotérmicas representaba hasta el 2016, el 1.3% de la capacidad total de generación del país. Tomando en cuenta la última estimación realizada por Ordaz y otros sobre el potencial geotérmico mexicano, se llega a la conclusión de que apenas se está aprovechando una décima parte de todo el potencial nacional.

1.3.4. Proyectos futuros en el corto plazo

1.3.4.1. Nuevas plantas geotermoeléctricas

Se prevén nuevos desarrollos geotérmicos en los próximos años tanto por la CFE como por productores privados para añadir una potencia total de 156.2 MW distribuidos en varios campos productores de acuerdo con la Tabla 1.3

Tabla 1.3 Proyectos geotermoeléctricos en desarrollo con permiso aprobado por la CRE para generación eléctrica

Desarrollo	Propietario	Capacidad (MWe)	Fecha de entrada en operación
Cerritos Colorados, Jalisco	CFE	26.62	Noviembre 2019
Ixcatán, Jalisco	Grupo Dragón	25	**
Campo Amarillo, Jalisco	Grupo Dragón	25	Diciembre 2019
Rancho Viejo, Hidalgo	Grupo Dragón	25	**
Mesillas, Nayarit	Grupo Dragón	25	Diciembre 2022
Volcán Ceboruco, Nayarit	Mexxus-RG	30	Diciembre 2018

** El permiso indica que ya debió entrar en operación, pero se ha pospuesto por razones diversas.

Fuente: Base de Datos de la Comisión Reguladora de Energía sobre permisos de electricidad, 2017

Los anteriores son proyectos comerciales de escalas grandes, comparadas con los desarrollos esperados con tecnología ORC. Ninguno de ellos contempla la instalación de unidades binarias.

1.3.4.2. Desarrollo tecnológico en ORC

Por su parte, los Centros Mexicanos de Innovación en Energía (CEMIE) han integrado y financiado diferentes proyectos en temas de aprovechamiento de energías limpias (eólica, solar, oceánica, geotérmica y biomasa). En el Instituto de Ingeniería de la UNAM, particularmente en el grupo iiDEA® con fondos del CEMIE-Geo, se trabaja en el desarrollo de ciclos binarios para aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía o de calor residual de procesos industriales (dos de las principales aplicaciones en que han incursionado los ORC alrededor del mundo). Y existen otros proyectos asociados en el CEMIE-Geo con objetivos en el aprovechamiento de recursos de baja entalpía, ya sea con la instalación de ORC experimentales, con desarrollos en materiales mejorados, o con mejoras en los diseños básicos de equipos que componen estas plantas.

A pesar de que en México los recursos de baja entalpía son limitados en comparación con los de alta entalpía en términos de reservas (véase la Figura 1.14), la flexibilidad de los ORC permite instalarlos no solo a boca de pozo con fluido de baja temperatura, sino acoplarlos como sistemas en cascada subsecuentes a los procesos de alta temperatura en las plantas geotermoeléctricas existentes, o en cualquier proceso industrial con energía remanente susceptible de ser aprovechada del mismo modo.

El proyecto del grupo iiDEA® es un ORC modificado denominado Ciclo Binario de Evaporación Instantánea (CBEI) y tiene el objetivo principal, al igual que todas las variantes del esquema ORC básicas mencionadas en la sección 1.1, de mejorar el proceso de

transferencia de calor en el intercambiador de calor, y de este modo tener las menores pérdidas asociadas. El trabajo en este proyecto ha ido evolucionado en diferentes etapas experimentales que han confirmado su viabilidad técnica en términos energéticos y operativos. El presente trabajo escrito describe los pasos de ingeniería subsecuentes a las etapas experimentales que permitirán obtener un prototipo funcional y terminar con la caracterización del producto.

2. Termodinámica de operación del CBEI

2.1. Proceso

El concepto del Ciclo Binario de Evaporación Instantánea (CBEI) fue desarrollado por el grupo iiDEA® (antes IMPULSA V) del instituto de ingeniería de la UNAM. Se retoman ideas de las plantas geotermoelectricas tipo *flash* y de las plantas de ciclo binario convencionales. En esencia, el CBEI es un ORC con una modificación importante en el sistema de generación de vapor (véase la Figura 2.1): en lugar de tener un gran intercambiador de calor de tubos y coraza para evaporar el fluido de trabajo, como la gran mayoría de los ORC en el mundo, se instala un único intercambiador de placas mucho más compacto que trabaja únicamente con líquido (como lo hace un precalentador). La evaporación instantánea se realiza con una placa de orificio mediante el efecto *flash*, al igual que lo hacen las plantas geotermoelectricas convencionales con el fluido geotérmico; se añade también un separador centrífugo de flujo bifásico que envía el vapor a la turbina y el líquido se dispone en un tanque de almacenamiento que mezcla el líquido separado con el condensado de la turbina.

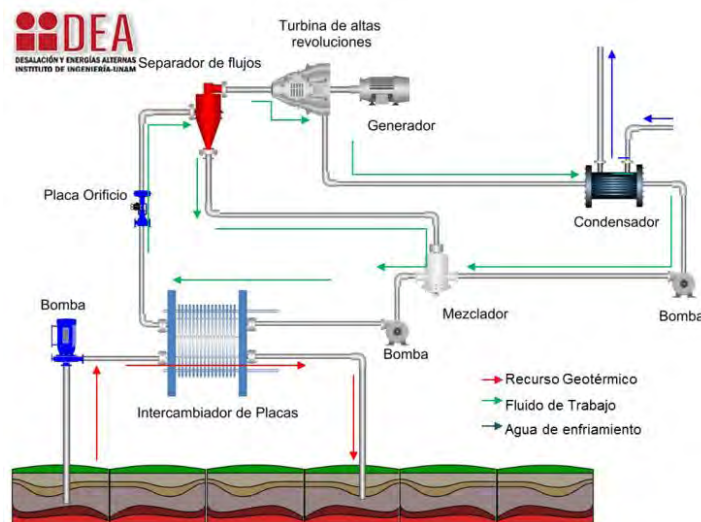


Figura 2.1 Diagrama esquemático del ciclo binario de evaporación instantánea (Grupo iiDEA®)

El proceso inicia cuando se comprime un líquido refrigerante –R245fa– en una bomba que alimenta al intercambiador de placas. En este intercambiador, el líquido es llevado a la temperatura de saturación con la energía que se extrae del fluido geotérmico. La estrangulación en la placa de orificio subsecuente evapora una fracción del flujo, que se separa posteriormente en un separador de flujo bifásico; la fracción de vapor es llevada a la turbina para expandirse y realizar trabajo y finalmente pasar por el condensador para alcanzar la fase líquida, mientras que la fracción de líquido se lleva a un recipiente donde se mezcla con el condensado de la turbina. Por último, el líquido es enviado del mezclador hacia el intercambiador de placas con la bomba de alimentación para reiniciar el ciclo de trabajo.

2.2. Balances de masa y energía

El análisis básico del CBEI, y de cualquier otro ciclo termodinámico, se basa en dos principios fundamentales de la termodinámica: el de conservación de energía (primera ley de la termodinámica) y el de conservación de masa. El diagrama de la Figura 2.2 es útil en el análisis termodinámico del ciclo, donde se presentan los estados entre cada proceso y se definen las fronteras de análisis:

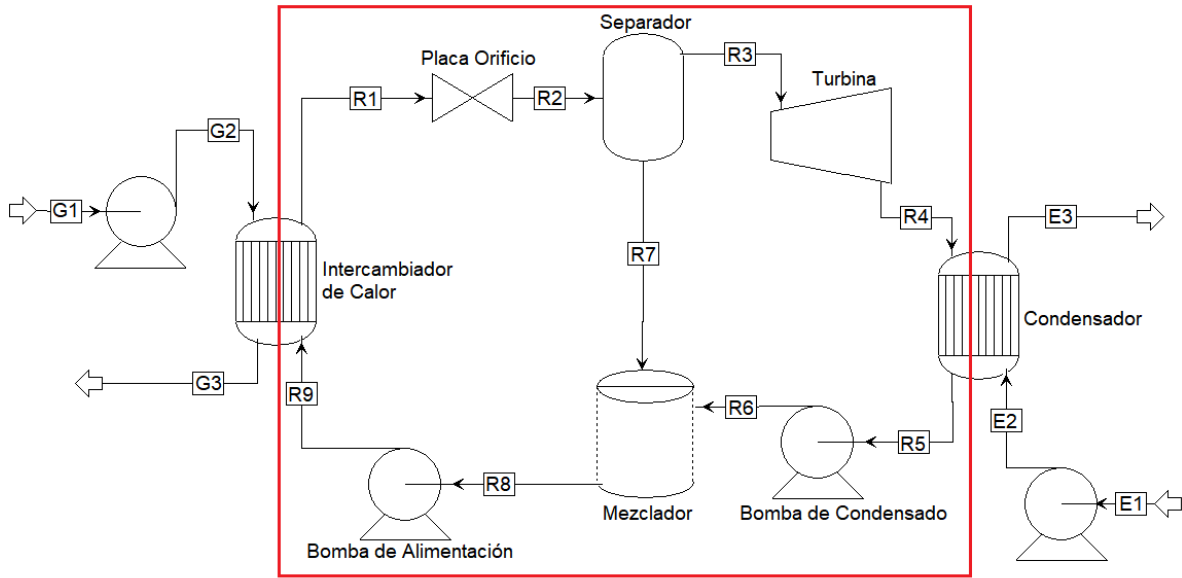


Figura 2.2 Diagrama de flujo del CBEI
(Grupo iiDEA®)

La letra G hace referencia a los puntos que corresponden al sistema geotérmico; la letra R se refiere a los puntos del sistema Rankine orgánico (por facilidad, se omite la R en las notaciones posteriores); la letra E corresponde a los puntos del sistema de enfriamiento.

Las bombas, el intercambiador de calor de placas, la turbina y el condensador son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto, los procesos que conforman el CBEI pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Se asume además que los cambios en la energía cinética y potencial del fluido dentro de estos dispositivos son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes.

Los procesos termodinámicos ideales que se llevan a cabo para conformar el CBEI son formalmente los siguientes:

- 1-2: caída de presión adiabática a entalpía constante.
- 2-3 y 2-7: separación de flujos adiabática a presión constante.
- 3-4: expansión isentrópica en una turbina, generación de trabajo mecánico.
- 4-5: rechazo de calor a presión constante en condensador.
- 5-6: compresión isentrópica en bomba, demanda de trabajo.
- 6-8 y 7-8: mezclado a presión constante.
- 8-9: compresión isentrópica en bomba, demanda de trabajo.
- 9-1: adición de calor a presión constante en intercambiador de calor.

El detalle de cada proceso puede observarse en el diagrama de Temperatura contra Entropía específica de la Figura 2.3 siguiente:

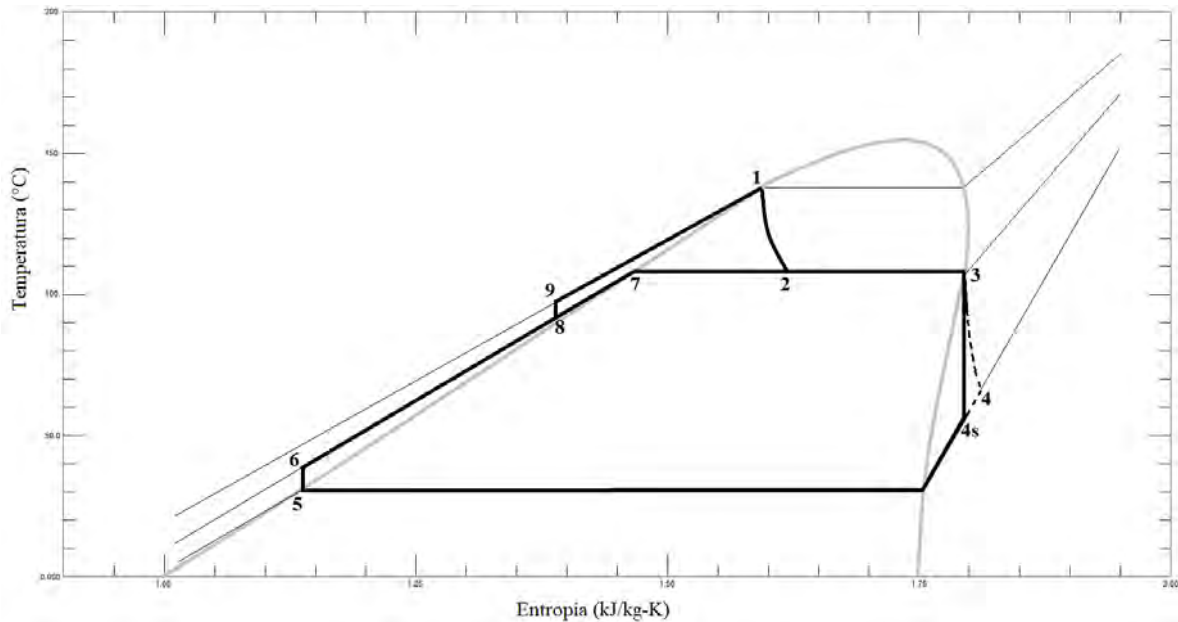


Figura 2.3 Diagrama T-s del CBEI

El líquido en el punto 1 sale del intercambiador en estado de saturación a presión P_1 y se estrangula hasta la presión P_2 , que debe estar optimizada en el punto de mejor relación trabajo-eficiencia para el ciclo. Este proceso se lleva a cabo isoentálpicamente; lo cual hace que el fluido entre en la región de mezcla con una calidad x_2 .

La mezcla entra al separador: la fracción $(1 - x_2)$ de líquido se envía al tanque mezclador como líquido saturado (punto 7), mientras que la fracción x_2 del vapor se envía hacia la turbina como vapor saturado (punto 3). El vapor se expande en la turbina hasta el punto 4. Debido a las características fisicoquímicas de la mayoría de los refrigerantes utilizados en ciclos binarios, el fluido al escape de la turbina está en estado de sobrecalentamiento, lo cual evita cualquier problema de humedad y consecuente desgaste en sus álabes.

El vapor sobrecalentado del estado 4 es enviado a un condensador donde rechaza calor a presión constante, para enfriarse y posteriormente condensarse hasta líquido saturado en el estado 5.

El líquido saturado se comprime en la bomba de condensado hasta el estado 6 para entrar al mezclador con la corriente 7. A la salida del mezclador (punto 8) se obtiene un líquido subenfriado con una temperatura balanceada entre los estados 6 y 7.

Este líquido es comprimido una vez más para alcanzar la máxima presión del ciclo –la presión de operación del intercambiador de calor– en el estado 9. Finalmente, el líquido es calentado a presión constante desde el estado 9 hasta el estado 1.

2.2.1. Proceso de evaporación instantánea (*flash*)

El análisis comienza en el estado de mayor presión y temperatura, el estado 1 a la salida del intercambiador de placas. La evaporación instantánea es un proceso isoentálpico desde el estado 1 hacia el estado 2 debido a la caída de presión brusca provocada por la estrangulación del fluido en la placa de orificio; para el análisis se asumirá que el fenómeno ocurre en estado estacionario, instantánea y adiabáticamente sin involucrar trabajo; además se desprecia cualquier cambio en la energía cinética y potencial del fluido en este proceso³.

$$h_1 = h_2 \quad (2.1)$$

2.2.2. Proceso de separación

El proceso de separación puede modelarse a presión constante una vez que el *flasheo* haya ocurrido. La calidad, o fracción de vapor en masa, en el estado 2 se determina por la llamada regla de la palanca de la termodinámica (Cengel & Boles, 2012):

$$x_2 = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} \quad (2.2)$$

Donde: x_2 = fracción de vapor (calidad) de la mezcla

h_2 = entalpía de la mezcla

h_3 = entalpía de la fracción de vapor

h_7 = entalpía de la fracción de líquido

Esta ecuación determina la fracción de vapor por unidad de flujo de masa total de la mezcla que se conduce a la turbina. El proceso físico que utiliza el separador de flujos es más complejo y se describirá en el siguiente capítulo.

2.2.3. Proceso de expansión en la turbina

El trabajo producido en la turbina por unidad de masa de vapor que fluye a través de ella está dado por la ecuación siguiente, asumiendo que no existen pérdidas de calor y despreciando los cambios en energía cinética y potencial del fluido entre la entrada y la salida:

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (2.3)$$

Si la turbina operara adiabática e irreversiblemente, es decir, a entropía constante, podría generarse la máxima potencia; esto es termodinámicamente imposible y para ello existe el concepto de eficiencia isentrópica de la turbina y se define como la relación del trabajo real entre el trabajo isentrópico desarrollado:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.4)$$

Donde: h_4 = entalpía del fluido a la salida de la turbina

h_{4s} = entalpía del fluido a la salida de la turbina con expansión isentrópica

³ Un balance rápido de energía indica que el orden de magnitud del cambio en energía cinética y potencial del fluido, aun con cambio de fase como en el caso del *flasheo*, es de menos de 1 kJ/kg, mientras que la entalpía está en algunos cientos de kJ/kg

La potencia total que la turbina desarrolla es:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_v w_t = x_2 \dot{m}_R w_t \quad (2.5)$$

Donde: $\dot{m}_v = x_2 \dot{m}_R$ = flujo másico de vapor hacia la turbina
 \dot{m}_R = flujo másico total del ciclo

Finalmente, la potencia eléctrica bruta depende la eficiencia del generador eléctrico:

$$\dot{W}_e = n_g \dot{W}_t \quad (2.6)$$

2.2.4. Proceso de condensación

El proceso de condensación requiere expulsar la energía remanente del fluido de trabajo hacia el ambiente por medio de un fluido auxiliar, ya sea agua o aire. El balance de energía en el condensador indica que el calor extraído del fluido de trabajo es igual al calor añadido al agua de enfriamiento:

$$\dot{Q}_{sal} = x_2 \dot{m}_R (h_4 - h_5) = \dot{m}_{ae} (h_{E3} - h_{E2}) \quad (2.7)$$

Donde: \dot{m}_{ae} = flujo másico requerido de agua de enfriamiento

2.2.5. Proceso de bombeo

El trabajo consumido por una bomba depende, al igual que el trabajo generado por la turbina, de la eficiencia isentrópica. El concepto es inverso al de la turbina, dado que una bomba consume potencia en lugar de generarla, es decir, se calcula como el cociente entre el trabajo consumido isentrópicamente y el trabajo consumido real.

Para la bomba de condensación:

$$n_{bc} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (2.8)$$

$$\dot{W}_{bc} = \dot{m}_v (h_6 - h_5) \quad (2.9)$$

Donde: h_6 = entalpía del fluido a la salida de la bomba de condensación

h_{6s} = entalpía del fluido a la salida de la bomba de condensación con compresión isentrópica

Para la bomba de alimentación del intercambiador:

$$n_{ba} = \frac{h_{9s} - h_8}{h_9 - h_8} \quad (2.10)$$

$$\dot{W}_{ba} = \dot{m}_R (h_9 - h_8) \quad (2.11)$$

Donde: h_9 = entalpía del fluido a la salida de la bomba de alimentación

h_{9s} = entalpía del fluido a la salida de la bomba de alimentación con compresión isentrópica

2.2.6. Proceso de mezclado

El mezclado de la corriente de líquido separado a alta temperatura con el condensado de la turbina a baja temperatura propicia que se requiera menos energía en el intercambiador de calor de placas. Mediante el balance de energía en el mezclador se obtiene la entalpía del estado a la salida:

$$h_8 = h_7 + x_2(h_6 - h_7) \quad (2.12)$$

Asumiendo que no hay pérdidas de calor durante el proceso y que se lleva a cabo a presión constante.

2.2.7. Proceso de adición de calor

La adición de calor llevado a cabo en el intercambiador de placas planas se modela a presión constante y sin pérdidas. La energía en forma de calor añadida al ciclo se calcula del balance de energía en el intercambiador de placas:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_R(h_1 - h_9) = \dot{m}_{geo}(h_{G2} - h_{G3}) \quad (2.13)$$

2.2.8. Eficiencia térmica

La eficiencia térmica de primera ley de cualquier ciclo de potencia se calcula con el cociente entre la potencia neta de salida y el calor de entrada en el ciclo:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{ent}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{sal}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (2.14)$$

La potencia neta del ciclo se obtiene de la resta del trabajo consumido por las bombas y el trabajo producido en la turbina:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_t - \dot{W}_{bc} - \dot{W}_{ba} \quad (2.15)$$

Eficiencia de Carnot

De la termodinámica básica, la eficiencia máxima que puede tener un ciclo de potencia está dada por el teorema de Carnot:

$$\eta_{th}^c = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.16)$$

Donde: T_L = Temperatura absoluta de sumidero frío (de condensación).

T_H = Temperatura absoluta de fuente caliente.

De antemano se sabe que la eficiencia de un ciclo binario es, en general, muy baja dado el corto rango de temperaturas en el que opera. Sin embargo, la eficiencia de Carnot es un parámetro que excede las proporciones de eficiencia de los ciclos binarios y es por ello que se propone el ciclo triangular que a continuación se explica.

Ciclo triangular

Se mencionó en el capítulo anterior que los ciclos binarios no llevan a cabo el proceso de adición de calor al fluido de trabajo mediante una fuente con temperatura constante, dado que el agua geotérmica se enfría mientras pasa por el intercambiador de calor y sale a una temperatura más baja de la que tenía a la entrada. Es por ello que analizar su desempeño ideal mediante el esquema de ciclo de Carnot resulta un tanto inexacto.

Para evaluar de mejor manera el desempeño de los ORC, se ha propuesto en los últimos años analizarlos con un ciclo base ideal que mejor se adapte a su naturaleza en lugar de hacerlo con el ciclo de Carnot. El ciclo triangular, el cual toma en cuenta que la fuente de calor no es isotérmica, es el ciclo más adecuado para este fin. En esencia, consta de tres procesos ilustrados en la Figura 2.4. Los procesos 1-2 y 2-3 son exactamente los mismos que en el ciclo de Carnot. El trabajo en el proceso de compresión antes de la adición de calor se considera insignificante en este ciclo y se ignora para fines de practicidad (DiPippo, 2007):

- 1-2: expansión isentrópica
- 2-3: rechazo de calor isotérmico
- 3-1: adición de calor (no isotérmica)

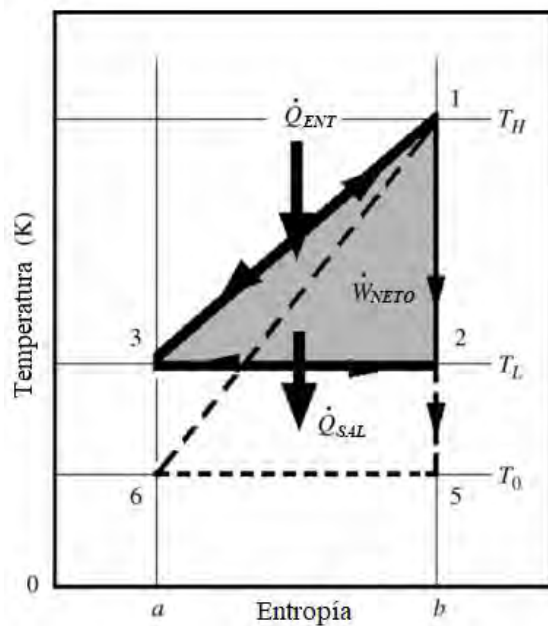


Figura 2.4 Diagrama T-s de ciclo triangular (DiPippo, 2007)

La eficiencia teórica de este ciclo se calcula como:

$$\eta_{th}^{TRI} = \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L} \quad (2.17)$$

Entonces, en lugar de comparar un ORC con el ciclo de Carnot, se define la eficiencia relativa respecto a la eficiencia de ciclo triangular:

$$\eta_{rel} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{TRI}^{th}} \quad (2.18)$$

En la práctica, la forma más fácil de imitar el ciclo triangular es seguir el diagrama T-s que se muestra en la Figura 2.5. Se calienta el fluido de trabajo siguiendo la curva de líquido saturado y, antes de llegar al punto crítico, se expande en la región de mezcla. La principal limitación es trabajar con expansores bifásicos que logren pasar de líquido saturado a mezcla bifásica eficientemente.

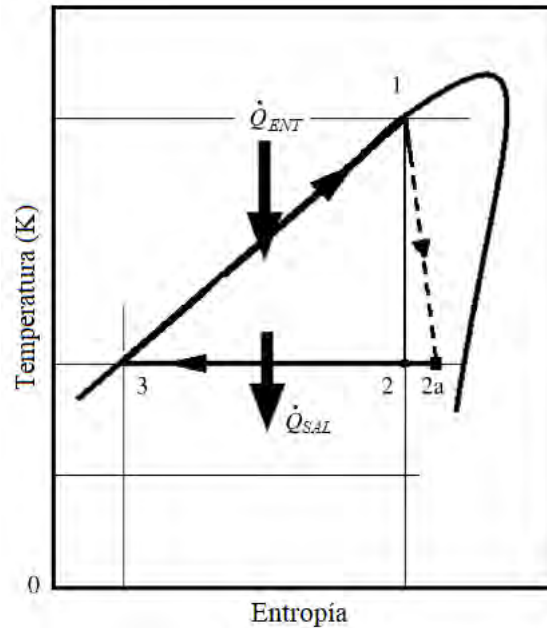


Figura 2.5 Diagrama T-s de un ciclo triangular básico real

2.3. Optimización del proceso

Esta metodología se concentra en la búsqueda de la presión óptima de separación, es decir, la presión a la que debe salir la mezcla bifásica de la placa de orificio para conseguir la máxima potencia neta del ciclo:

- Inicialmente, se hace un análisis con flujo másico unitario de recurso geotérmico y de fluido de trabajo para determinar el punto de máxima potencia neta, variando la presión de separación P_2 .
- Posteriormente, una vez fijados todos los puntos del ciclo orgánico con la presión P_2 óptima, se busca que la generación neta sea 10 kWe, variando el gasto másico del fluido de trabajo.

Las herramientas utilizadas para esta tarea son los complementos SOLVER y REFPROP dentro de Excel®. Solver es un programa que permite encontrar valores de celdas objetivo que dependen de otras cuyos valores pueden variarse paramétricamente. REFPROP es una

macro que permite evaluar diversas propiedades termodinámicas y de transporte para diferentes sustancias puras o mezclas de éstas. Fue desarrollada por el NIST (*National Institute of Standards and Technology*) y cuenta con ecuaciones de estado que funcionan en prácticamente todas las regiones de líquido y vapor de muchas sustancias. (Lemon, Huber, & McLinden, 2013)

El rango en que la presión de separación puede variarse en el análisis del CBEI está definido por la máxima y mínima presión del ciclo, es decir:

$$P_{cond} \leq P_2 \leq P_1$$

Los casos extremos pueden entenderse fácilmente. Si $P_2 = P_{cond}$, el proceso de estrangulación produce una gran cantidad de vapor, pero no puede expandirse más porque hay un salto de presión igual a cero entre la entrada y la salida de la turbina, de tal modo, el trabajo neto puede llegar a ser negativo dado que la turbina no genera potencia, pero sí consumen las bombas. El diagrama T-s de este caso se ilustra en la Figura 2.6 siguiente.

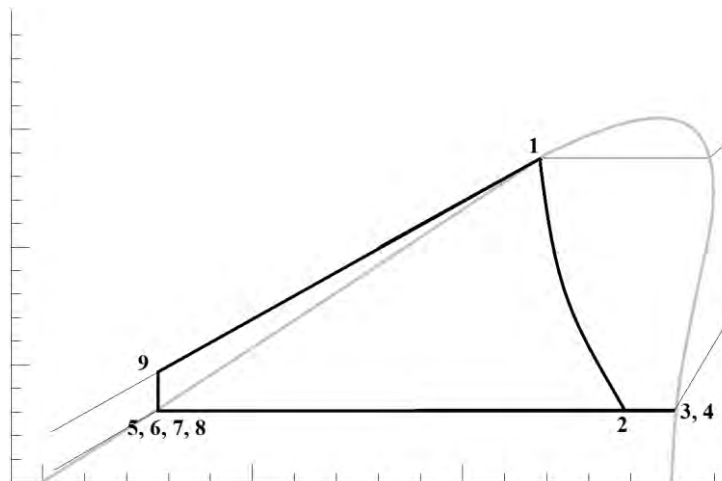


Figura 2.6 Diagrama T-s de CBEI con presión de separación mínima.

Si $P_2 = P_1$, quiere decir que no hay estrangulación para provocar caída de presión y, por tanto, no se genera ninguna fracción de vapor *flash* que pueda enviarse a la turbina y ésta no generaría trabajo (este caso no puede representarse en un diagrama T-S pues el punto 3 no existe físicamente), o bien, la expansión del líquido se haría dentro de la turbina hasta llegar a mezcla bifásica a la presión P_{cond} (esto se representaría como un ciclo triangular mencionado en la sección 2.2.8).

En la Tabla 2.1 se presentan los criterios de diseño termodinámico de los equipos principales del CBEI que deben tenerse en cuenta para hacer los balances de masa y energía.

Tabla 2.1. Parámetros de equipos para diseño termodinámico del CBEI

Intercambiadores de calor		
	IC	Cond
Caída de presión Lado caliente [bar]	0.6	0.165
Caída de presión Lado frío [bar]	0.165	0.165
Turbina		
Eficiencia isentrópica	0.368	
Presión de entrada [bar]	P_2	
Presión de descarga [bar]	P_{cond}	
Bombas		
	BA	BC
Eficiencia isentrópica	0.72	0.72
Presión de descarga [bar]	28.5	P_2

En la siguiente subsección se describe el algoritmo que se usa para calcular los balances de masa-energía y los parámetros de desempeño del CBEI (eficiencias y generación neta) correspondiente al caso de 10 kWe de generación neta con recurso geotérmico a 150°C y 5 bar de presión.

Se parte de las siguientes consideraciones:

- El flujo másico del recurso geotérmico es unitario en la selección de la presión P_2 óptima.
- Se supone agua de enfriamiento a 25 °C y se prevé elevar su temperatura en 5 °C
- El fluido de trabajo es 1,1,1,3,3-pentafluoropropano, mejor conocido como R245fa (Mendoza, 2016).
- La temperatura de saturación en el punto R5 (véase la Figura 2.2) no puede ser menor que la temperatura en el punto E3 para asegurar la premisa básica de un intercambiador de calor: el fluido caliente no se enfría más que el fluido frío.

2.3.1. Estados termodinámicos del circuito orgánico CBEI

El punto R1 está determinado por el acercamiento de 10 °C en el intercambiador de calor. La temperatura T_1 es 10 °C menor que T_{G1} ; la presión en este punto es la de saturación a esa temperatura:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 140 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_1 = 0 \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_1 = 409.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ P_1 = 28.29 \text{ bar} \end{array} \right.$$

El punto R2 es precisamente el que debe determinarse con un análisis de sensibilidad una vez que se determinen todos los demás estados termodinámicos. Se parte de la ecuación (2.1)

$$\left. \begin{aligned} h_2 = h_1 = 409.8 \frac{kJ}{kg} \\ P_2 = P_{OPTM} \end{aligned} \right\}$$

De la presión P_2 se determinan automáticamente los estados R3 y R7, que corresponden a las fracciones de vapor y líquido, respectivamente, en ese estado de saturación:

$$\left. \begin{aligned} x_3 = 1 \\ P_3 = P_2 \end{aligned} \right\} \rightarrow h_3, s_3$$

$$\left. \begin{aligned} x_7 = 0 \\ P_7 = P_2 \end{aligned} \right\} \rightarrow h_7$$

El punto R4 tiene dos posibilidades, una como isentrópico respecto a R3 y otra con entropía mayor (estado real), a la presión de condensación P_{cond} que debe determinarse para cumplir la consideración d) al inicio de esta sección 2.3:

$$\left. \begin{aligned} s_{4s} = s_3 \\ P_4 = P_{cond} \end{aligned} \right\} \rightarrow h_{4s}$$

El estado R4 real se obtiene mediante la ecuación (2.4):

$$h_4 = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s})$$

Para cumplir con la consideración d), debe determinarse una presión de condensación P_4 tal que la temperatura de saturación a la presión P_5 sea al menos la temperatura $T_{E3} = 30 \text{ °C}$ del agua de enfriamiento a la salida del condensador, sabiendo que la presión en el estado R5 depende de la caída de presión a través del condensador:

$$P_5 = P_4 - 0.165 \text{ bar} \quad (2.19)$$

La presión en el estado R5 debe ser al menos:

$$P_5 \geq P_{sat@30^\circ C}^{R245fa} = 1.78 \text{ bar}$$

De la ecuación (2.19), se calcula la mínima presión de condensación:

$$P_4 \geq 1.94 \text{ bar}$$

Finalmente, se elige una presión ligeramente superior que permita asegurar que las curvas de calentamiento y de enfriamiento del agua de enfriamiento y del fluido de trabajo, respectivamente, no se crucen.

$$P_4 = 2.2 \text{ bar}$$

El estado en el punto R5 queda determinado por la ecuación (2.19) y la consideración de líquido saturado:

$$P_5 = 2.035 \text{ bar} \left. \begin{array}{l} \\ x_5 = 0 \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_5 = 244.26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_5 = 1.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{array} \right.$$

El punto R6 tiene dos posibilidades, una como isentrópico respecto a R5 y otra con entropía mayor (estado real), a la presión P_2 :

$$\left. \begin{array}{l} s_{6s} = s_5 \\ P_6 = P_2 \end{array} \right\} \rightarrow h_{6s}$$

El estado R6 real se obtiene mediante la ecuación (2.8):

$$h_6 = h_5 + \frac{1}{\eta_{bc}} (h_{6s} - h_5)$$

El estado en el punto R8 se determina con la presión P_2 y la ecuación (2.12):

$$\left. \begin{array}{l} h_8 = h_7 + x_2(h_6 - h_7) \\ P_8 = P_2 \end{array} \right\} \rightarrow s_8$$

El estado a la salida de la bomba de alimentación en R9 tiene dos posibilidades: una como isentrópico respecto a R8 y otra con entropía mayor (estado real), a la presión P_9 de finida a partir de la caída de presión en el lado frío del intercambiador de calor:

$$P_9 = P_1 + 0.165 \text{ bar} \quad (2.20)$$

$$\left. \begin{array}{l} P_9 = 28.452 \text{ bar} \\ s_9 = s_8 \end{array} \right\} \rightarrow h_{9s}$$

El estado R9 real se obtiene mediante la ecuación (2.10):

$$h_9 = h_8 + \frac{1}{\eta_{ba}} (h_{9s} - h_8)$$

Finalmente, el flujo másico de fluido de trabajo se determina a partir de las ecuaciones (2.15), (2.9) y (2.11), sabiendo que el objetivo es $\dot{W}_{neto} = 10 \text{ kW}$:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{W}_{neto}}{x_2(h_3 - h_4) - x_2(h_6 - h_5) - (h_9 - h_8)}$$

2.3.2. Eficiencias

Las eficiencias máximas de Carnot y de ciclo triangular quedan definidas completamente por las temperaturas siguientes:

$$T_H = T_{G1} = 150 \text{ }^\circ\text{C} = 423.15 \text{ K}$$

$$T_L = T_5 = 33.85 \text{ }^\circ\text{C} = 307 \text{ K}$$

$$\eta_{th}^c = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 27.4 \%$$

$$\eta_{th}^{TRI} = \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L} = 15.9 \%$$

La eficiencia térmica de primera ley y, por tanto, la eficiencia relativa –definidas en la sección 2.2.8.– quedan en función de la presión de separación P_2 .

2.3.3. Resultados

Se construyó una hoja de cálculo en Excel® que incluye, para recurso geotérmico (agua), fluido de trabajo (R245fa) y agua de enfriamiento, las propiedades termodinámicas siguientes en cada estado: presión, temperatura, flujo másico, densidad, calidad, entalpía, entropía y temperatura de saturación. Se añadieron las ecuaciones de la sección 2.2 y 2.3 para calcular trabajos, calores y eficiencia del ciclo (véase el Anexo 1 para mayor detalle sobre la hoja)

A continuación, se presentan gráficamente los resultados de la variación de la presión de separación. Para mayor detalle en los datos numéricos, se puede consultar el Anexo 2.

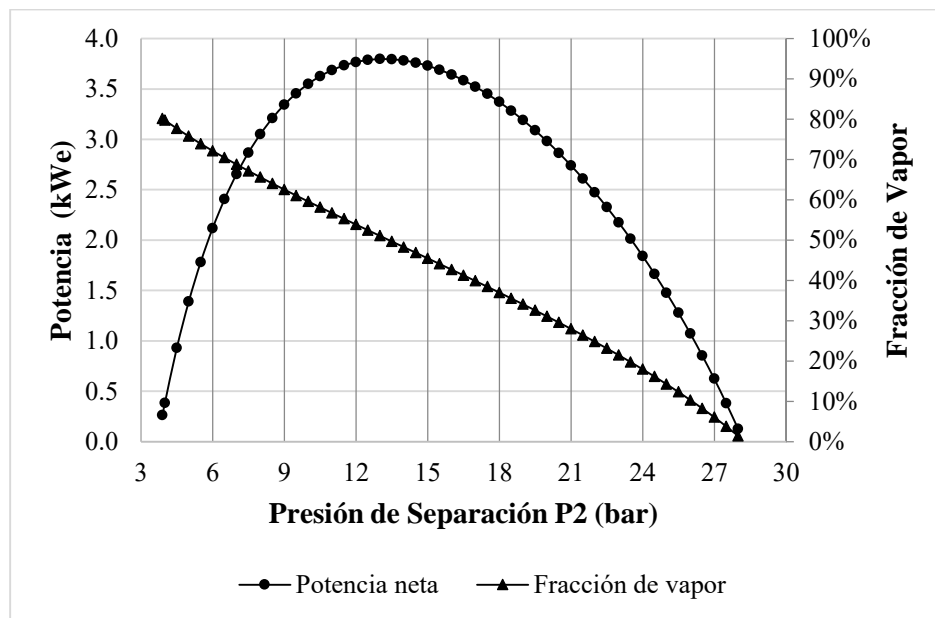


Figura 2.7 Gráfica de variación, respecto a la presión de separación, de la fracción de vapor X_2 y de la potencia neta por cada kg/s de fluido de trabajo.

En la Figura 2.7 se presenta la gráfica de trabajo neto contra presión de separación y se añade también la curva de fracción de vapor. El trabajo neto es proporcional al flujo másico de fluido de trabajo, mientras que la fracción de vapor no depende de él; de tal modo, la curva de potencia es meramente indicativa para determinar el punto de máxima generación, el cual se ubica entre 12 y 14 bar aproximadamente. La explicación de esta característica recae en el

equilibrio óptimo entre fracción de vapor *flash* y la caída de presión disponible en la turbina, como ya se mencionó al inicio de la sección 2.3.

Dado que el parámetro que más interesa en el diseño termodinámico del CBEI es la potencia neta máxima, se determina a continuación el punto adecuado para lograr esta premisa. Se utiliza la herramienta Solver de Excel® para evaluar el máximo valor de potencia neta variando el valor de presión de separación. El resultado es el siguiente:

$$P_2^{optm} = 13.17 \text{ bar}$$

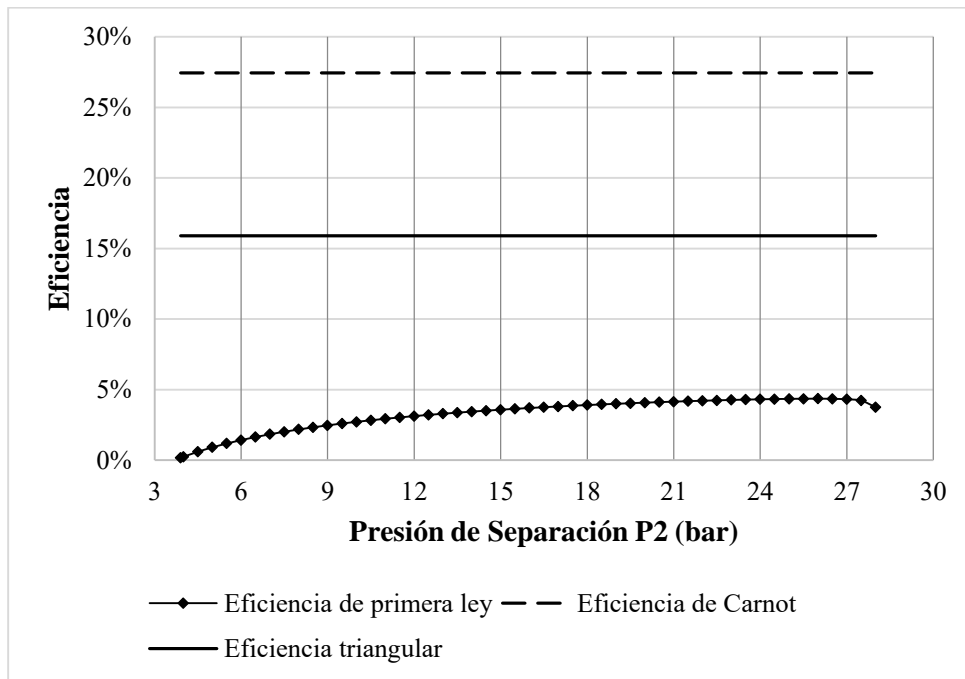


Figura 2.8 Gráfica de variación de eficiencias del CBEI respecto a la presión de separación

La Figura 2.8 muestra la variación de la eficiencia respecto a la presión de separación. El límite de eficiencia establecido por el teorema de Carnot es la recta a 27.4% (línea punteada) y el límite de ciclo triangular está en 15.9% (línea continua), ambos dependen únicamente de las temperaturas de fuente de calor T_H y de sumidero frío T_H , por lo que no varían con la presión de separación. La eficiencia de primera ley, a diferencia de la potencia neta, presenta el máximo valor de $\eta_{th,max} = 4.35\%$ a una presión de separación $P_2 = 25.87 \text{ bar}$. En cualquier caso, la eficiencia térmica del ciclo es muy baja dada la baja eficiencia de la turbina.

Una vez determinada la presión de separación óptima, se calculan los demás parámetros con las ecuaciones presentadas en la sección 2.2 y 2.3.

2.4. Condiciones de operación y de diseño

Se resumen en la Tabla 2.2 los valores finales calculados de los diferentes parámetros del CBEI a la presión de separación $P_2^{optm} = 13.17 \text{ bar}$. Además, se recomienda consultar el diagrama de flujo de proceso (DFP) en el Anexo 3, donde se indican las condiciones de flujo para cada punto del ciclo.

Tabla 2.2 Parámetros y condiciones del CBEI a presión de separación optimizada

Presión de separación	P_2	13.17	bar
Calor transferido al ciclo orgánico	\dot{Q}_{ent}	301.83	kW
Flujo másico requerido de R245fa	\dot{m}_{total}	2.63	kg/s
Fracción de vapor	x_2	50.6	%
Presión de condensación	P_4	2.2	bar
Potencia generada en la turbina	\dot{W}_t	16.17	kW
Potencia de bomba de condensado	\dot{W}_{bc}	1.567	kW
Potencia de bomba de alimentación	\dot{W}_{ba}	4.605	kW
Calor transferido al agua de enfriamiento	\dot{Q}_{sal}	291.83	kW
Potencia neta	\dot{W}_{neto}	10.0	kW
Eficiencia térmica de primera ley	η_{th}	3.31	%
Eficiencia de Carnot	η_{th}^C	27.4	%
Eficiencia máxima de Ciclo Triangular	$\eta_{th,max}^{TRI}$	15.9	%
Eficiencia térmica relativa (al ciclo triangular)	η_{rel}	20.8	%

Con los resultados obtenidos del análisis termodinámico se elabora el diagrama de flujo de proceso (DFP) que resume los estados termodinámicos del CBEI y que será punto de partida para el diseño de los elementos de tubería, accesorios, equipos e instrumentación. Este DFP puede consultarse en el Anexo 3.

3. Ingeniería básica

3.1. Manual de Ingeniería

El manual de ingeniería es el documento base que rige las actividades de documentación y administración del proyecto Ciclo Binario de Evaporación Instantánea 10 kWe.

En ese manual se describen los procedimientos que se implementarán para lograr un control eficiente y dinámico del proyecto, con un sistema de comunicación definido, con identificación de responsables en el desarrollo del proyecto en los diferentes niveles y elaboración ordenada y clara de documentos y dibujos propios de este proyecto en las diferentes etapas. Las partes que interesan del Manual de Ingeniería en este trabajo son en realidad una fracción de ese documento y se describen en las subsecciones 3.1.1 y 3.1.2.

- Sistema de unidades de medidas.
- Nomenclatura y codificación para los equipos, tuberías, válvulas e instrumentos involucrados en el proceso y sistemas del CBEI.

3.1.1. Sistema de unidades

El sistema de unidades manejado en el proyecto se muestra en la Tabla 3.1. Algunas unidades pueden modificarse para mantener congruencia en ecuaciones, o bien, para coincidir con unidades reportadas en catálogos, como es el caso de diámetro de tubería que comúnmente se reporta en pulgadas NPS más que en milímetros DN.

Tabla 3.1 Sistema de unidades utilizado en la ingeniería del CBEI

Parámetro	Unidad	Comentario
Presión	bar	Absoluta, a menos que se indique lo contrario
Temperatura	°C	
Masa	kg	
Flujo másico	kg/s	
Esfuerzo	MPa	
Entalpía	kJ/kg	
Calor	kW	
Potencia	kW	
Longitud	mm	
Diámetro de tubería	mm (pulgadas)	DN (NPS)
Densidad	kg/m ³	
Viscosidad	cP	centipoise
Calidad	%	Porcentaje de vapor en mezcla
Tiempo	s	

3.1.2. Nomenclatura y codificación

La nomenclatura y codificación de nombres clave de elementos involucrados en la fase de ingeniería básica es importante para llevar a cabo el control de los documentos relacionados (planos, especificaciones, memorias de cálculo, etc.). En la Tabla 3.2, se enlistan los elementos, su abreviatura y numeración, que componen el CBEI. La asignación de las abreviaturas describe iniciales de las palabras que componen el nombre, mientras que la numeración fue realizada de manera arbitraria sin algún orden o agrupación específica.

Tabla 3.2 Nomenclatura y codificación de elementos que componen el CBEI

Elemento	Abrev.	Núm.
Sistema		
Sistema geotérmico	SG	01
Sistema Orgánico Rankine	SOR	02
Sistema de generación de vapor	SGV	03
Sistema de generación eléctrica	SGE	04
Sistema de condensación	SC	05
Sistema de instrumentación y control	SIC	07
Equipo		
Recipiente atmosférico	RA	01
Bomba	BA	02
Intercambiador de calor	IC	04
Placa de orificio	PO	05
Recipiente a presión	RP	06
Turbina	TU	10
Tipo de servicio para tuberías		
Refrigerante en estado líquido	RL	
Refrigerante en estado gaseoso	RV	
Agua	AG	
Flujo en dos fases	DF	
Vapor	VA	
Aire para instrumentos	AI	
Salmuera	SA	
Recurso geotérmico	RG	
Tipo de aislamiento		
Térmico	AT	
Protección Personal	AP	
Sin Aislamiento	SAT	

3.2. Memoria de cálculo de tuberías y accesorios

El diseño de tuberías sometidas a presión interna está descrito en el Código ASME B31.1 POWER PIPING (2007) para el caso de interés de este trabajo.

El diseño básico consta de dos puntos centrales: uno es el cálculo del diámetro requerido para cumplir con el gasto másico solicitado y el segundo es el cálculo del espesor necesario para soportar la presión interna. El cálculo de diámetro requerido toma en cuenta gasto másico, la fase en que se encuentra el fluido y la velocidad que se desea en cada segmento de tubería. Se calcula el diámetro requerido con la expresión de conservación de masa:

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} \quad (3.1)$$

Donde: D_R = diámetro requerido de tubería

\dot{m} = gasto másico

ρ = densidad del fluido en ese segmento

v = velocidad propuesta con base en la Tabla 3.3

Tabla 3.3 Velocidades razonables de flujo en tuberías⁴

Condición de Flujo	Velocidad	
Líquido	1 – 2	m/s
Vapor	30 – 40	m/s
Vapor en mezcla	30 – 40	m/s

La ecuación para calcular un espesor mínimo requerido t_m de tubería, dadas las condiciones de presión interna, diámetro exterior y tipo de material.

$$t_m = \frac{P_D D_O}{2(SE + Py)} + A \quad (3.2)$$

Donde: t_m = mínimo espesor de pared requerido

P_D = presión interna de diseño manométrica

D_O = diámetro exterior de tubería. Valor nominal en Anexo 5

SE = máximo esfuerzo permisible en material debido a presión interna y eficiencia de junta E.

A = espesor adicional para compensación por corrosión/erosión.

y = coeficiente basado en la temperatura de diseño y composición del material.

Finalmente se elige un factor de seguridad correspondiente al 10% más de espesor:

$$t_{mf} = 1.1t_m \quad (3.3)$$

⁴ Basado en recomendaciones de Crane Co. (2011). *Flow of fluids through valves fittings and pipe*.

Cada línea de proceso tiene características propias que definen las especificaciones de tubería a usarse. La Tabla 3.4 resume las características de flujo para el dimensionamiento básico de cada línea, basada en el diagrama de la Figura 2.2.

Tabla 3.4 Condiciones de Flujo por línea de proceso en el CBEI

	Segmentos de tubería								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Temperatura [°C]	140.0	101.8	101.8	68.7	33.8	34.5	101.8	69.2	70.4
Presión [bar]	28.29	13.17	13.17	2.20	2.04	13.17	13.17	13.17	28.45
Flujo Másico [kg/s]	2.634	2.634	1.333	1.333	1.333	1.333	1.301	2.634	2.634
Densidad [kg/m ³]	865.5	140.8	76.13	10.92	1314.	1316.	1085.	1211.	1216.
Fracción de vapor	0	0.506	1	>1	0	0	0	0	0

Para hacer el cálculo de espesor debe asignarse un material a la tubería. La experiencia en aplicaciones de presión y temperatura sugiere acero al carbono con especificación ASTM A53 o A106 sin costura.

Material: Acero al carbono ASTM A106 grado B (tubería sin costura)

De ASME B31.1, Tabla A: $SE = 17.1 \text{ ksi} = 117.9 \text{ MPa}$ (Para todos los segmentos).
Véase Anexo 10

De ASME B31.1, Tabla 104.1.2(A): $y = 0.4$ para temperaturas menores a 482°C

Compensación por corrosión: $A = 2 \text{ [mm]}$

Línea 001

- $v = 1.5 \text{ [m/s]}$
- $P_D = 1.1P_{Op} = 31.12 \text{ [bar]} = 3.112 \text{ [MPa]}$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 2.634 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]}{\pi * 865.55 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] * 1.5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]}} = 50.82 \text{ [mm]}$$

Se selecciona tubería NPS 2:

$$D_o = 60.3 \text{ mm}$$

$$t_m = \frac{3.112 \text{ [MPa]} * 60.3 \text{ [mm]}}{2(117.9 \text{ [MPa]} + 3.112 \text{ [MPa]} * 0.4)} + 2 \text{ [mm]} = 2.787 \text{ [mm]}$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.787 \text{ [mm]}) = 3.066 \text{ [mm]}$$

Cédula seleccionada, CED 40 (espesor nominal 3.91 mm)

Línea 002

- $v = 30 \text{ [m/s]}$ (Velocidad para vapor en la mezcla)
- $P_D = 1.1P_{op} = 14.48 \text{ [bar]} = 1.448 \text{ [MPa]}$
- $\dot{m} = 1.333 \text{ [kg/s]}$ (Cálculo con la fracción de vapor)

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.333 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]}{\pi * 73.13 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] * 30 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]}} = 27.26 \text{ [mm]}$$

Se selecciona tubería NPS 1:

$$D_o = 33.4 \text{ mm}$$

$$t_m = \frac{1.448 \text{ [MPa]} * 33.4 \text{ [mm]}}{2(117.9 \text{ [MPa]} + 1.448 \text{ [MPa]} * 0.4)} + 2 \text{ [mm]} = 2.204 \text{ [mm]}$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.204 \text{ [mm]}) = 2.425 \text{ [mm]}$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.68 mm)

Línea 003

- $v = 30 \text{ [m/s]}$
- $P_D = 1.1P_{op} = 14.04 \text{ [bar]} = 1.448 \text{ [MPa]}$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.333 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]}{\pi * 73.13 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] * 30 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]}} = 27.26 \text{ [mm]}$$

Se selecciona tubería NPS 1:

$$D_o = 33.4 \text{ mm}$$

$$t_m = \frac{1.448 \text{ [MPa]} * 33.4 \text{ [mm]}}{2(117.9 \text{ [MPa]} + 1.448 \text{ [MPa]} * 0.4)} + 2 \text{ [mm]} = 2.204 \text{ [mm]}$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.198 \text{ [mm]}) = 2.425 \text{ [mm]}$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.68 mm)

Línea 004

- $v = 30 \text{ [m/s]}$
- $P_D = 1.1P_{op} = 2.42 \text{ [bar]} = 0.242 \text{ [MPa]}$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.333 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 10.92 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 30 \left[\frac{m}{s}\right]}} = 71.99 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 2 ½:

$$D_o = 73.0 mm$$

$$t_m = \frac{0.242 [MPa] * 73.0[mm]}{2(117.9 [MPa] + 0.242[MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.075 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.075 [mm]) = 2.282 [mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 5.16 mm)

Línea 005

- $v = 1.5 [m/s]$
- $P_D = 1.1P_{op} = 2.24 [bar] = 0.224[MPa]$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.333 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 1314.15 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 1.5 \left[\frac{m}{s}\right]}} = 29.34 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 1:

$$D_o = 33.4 mm$$

$$t_m = \frac{0.224 [MPa] * 33.4[mm]}{2(117.9 [MPa] + 0.224 [MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.032 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.032 [mm]) = 2.235[mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.38 mm)

Línea 006

- $v = 1.5 [m/s]$
- $P_D = 1.1P_{op} = 14.48 [bar] = 1.448[MPa]$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.333 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 1316.21 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 1.5 \left[\frac{m}{s}\right]}} = 29.32 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 1:

$$D_o = 33.4 mm$$

$$t_m = \frac{1.448 [MPa] * 33.4[mm]}{2(117.9 [MPa] + 1.448[MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.204 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.198 [mm]) = 2.425[mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.38 mm)

Línea 007

- $v = 1.5 [m/s]$
- $P_D = 1.1P_{op} = 14.48 [bar] = 1.448[MPa]$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 1.301 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 1085.58 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 1.5 \left[\frac{m}{s}\right]}} = 31.9 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 1:

$$D_o = 33.4 mm$$

$$t_m = \frac{1.448 [MPa] * 33.4[mm]}{2(117.9 [MPa] + 1.448[MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.204 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.204 [mm]) = 2.425[mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.38 mm)

Línea 008

- $v = 1.5 [m/s]$
- $P_D = 1.1P_{op} = 14.48 [bar] = 1.448[MPa]$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 2.634 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 1211.37 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 1.5 \left[\frac{m}{s}\right]}} = 42.96 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 1 ½:

$$D_o = 48.3 mm$$

$$t_m = \frac{1.448 [MPa] * 48.3[mm]}{2(117.9 [MPa] + 1.448[MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.295 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.295 [mm]) = 2.525[mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.68 mm)

Línea 009

- $v = 1.5 [m/s]$
- $P_D = 1.1P_{op} = 31.3 [bar] = 3.13[MPa]$

$$D_R = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho v}} = \sqrt{\frac{4 * 2.634 \left[\frac{kg}{s}\right]}{\pi * 1216.26 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * \left[\frac{m}{s}\right]}} = 42.88 [mm]$$

Se selecciona tubería NPS 1 ½:

$$D_o = 48.3 mm$$

$$t_m = \frac{3.13 [MPa] * 33.4[mm]}{2(117.9 [MPa] + 3.13[MPa] * 0.4)} + 2[mm] = 2.634 [mm]$$

$$t_{mf} = (1.1)(2.634 [mm]) = 2.898 [mm]$$

Cédula seleccionada, SCH-40 (espesor nominal 3.68 mm)

Los accesorios de tubería (*fittings*), es decir, codos, reducciones, tees, se clasifican de la misma manera que la tubería, por lo que los resultados del cálculo básico de tuberías aplican de igual manera para estos accesorios. Los resultados se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.5 Diámetros y cédulas de tubería para el CBEI

Segmento	NPS	t_{mf} [mm]	CED	t_{nom} [mm]
1	2	3.066	40	3.91
2	1	2.425	40	3.38
3	1	2.425	40	3.38
4	2.5	2.282	40	5.16
5	1	2.235	40	3.38
6	1	2.425	40	3.38
7	1	2.425	40	3.38
8	1.5	2.525	40	3.68
9	1.5	2.898	40	3.68

3.3. Memorias de cálculo de diseño de bridas y válvulas

La clase de bridas va de la mano con la clase de válvulas pues la forma de conexión de las válvulas en las líneas de proceso es por medio de bridas. De hecho, el método de determinación de clases de válvulas sigue los mismos pasos que el método de determinación de clase de bridas. A continuación, se explica cada uno y se realizan los cálculos para las líneas de proceso del CBEI.

3.3.1. Clase de bridas

El método de determinación de clase de bridas se detalla en el apéndice A *Method Used for Establishing Pressure-Temperature Ratings* del código *ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings* (2013). La metodología evalúa esfuerzos del material del que están fabricadas las bridas a la temperatura T de trabajo para obtener la máxima presión de trabajo

p_t ; esta presión debe cumplir con la condición de ser menor que el tope de presión p_c a la temperatura T:

$$p_t = \frac{C_1 S_1}{8750} P_r \leq p_c \quad (3.4)$$

Donde: $C_1 = 10$, si S_1 se expresa en MPa

p_c = tope de presión (en bar) a temperatura T. Valor tabulado en el Anexo 8 de este documento.

P_r = Índice de clasificación de clase de presión

Para Clase 150, $P_r=115$; para Clase 300 y superiores, es igual al número de designación de clase. Por ejemplo, $P_r=600$ si la clase de brida es 600.

S_1 = esfuerzo seleccionado (en MPa) para el material especificado a temperatura T.

Los materiales que se han seleccionado para la construcción del sistema de tuberías en el ciclo pertenecen al grupo No. 1 de la sección II, parte D, del *Código ASME Boiler and Pressure Vessel*. Para los cuales, el valor de esfuerzo seleccionado S_1 se evalúa como sigue:

- A. A temperaturas abajo del rango de fluencia, debe cumplirse que S_1 sea menor que:
 - 60% del valor de esfuerzo mínimo de cedencia S_y a 38°C.
 - 60% del valor de esfuerzo mínimo de cedencia S_y a temperatura T.
 - 1.25 veces el 25% del valor de esfuerzo último a la tracción S_u a temperatura T.
- B. A temperaturas dentro del rango de fluencia, el valor de S_1 debe ser igual al esfuerzo permitido a temperatura T, pero sin exceder el 60% del esfuerzo de cedencia S_y a esa temperatura.
- C. Bajo ninguna circunstancia el valor de esfuerzo seleccionado debe aumentar con el incremento de temperatura.
- D. El rango de fluencia del Grupo No. 1 de materiales se considera para $T > 370^\circ\text{C}$
- E. Los valores de esfuerzos permisibles, esfuerzos de cedencia, y valores de límites elásticos de la Sección II, Parte D del código *ASME Boiler and Pressure Vessel* han sido proveídos directamente por el subcomité en materiales de ASME

Para la clase 150, debe cumplirse además la siguiente condición:

$$p_t \leq C_2 - C_3 T \quad (3.5)$$

Donde: $C_2 = 21.41$ si T se expresa en °C

$C_3 = 0.03724$ si T se expresa en °C

Material: Acero al carbono ASTM A105.

En todos los segmentos de tubería del ORC se trabaja a temperaturas abajo del rango de fluencia, por lo tanto, se siguen las recomendaciones del inciso A para evaluar S_1 . Se recomienda revisar el Anexo 6 y Anexo 7 para verificar los valores siguientes:

Esfuerzo de cedencia a 38°C: $S_{y@38^\circ\text{C}} = 248 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@38^\circ\text{C}}) = 148.8 \text{ MPa}$

Resistencia a la tracción a $T < 375^\circ\text{C}$: $S_{u@T} = 483 \text{ MPa} \rightarrow 1.25 \times 25\%(S_{u@T}) = 150.9 \text{ MPa}$

El cálculo para los requerimientos de bridas toma los datos de flujos de la Tabla 3.4. A continuación, se detallan los cálculos para cada segmento de tubería

Línea 001

$$T = 140^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia a } T: ^5 \quad S_{y@T} = 221.9 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 133.1 \text{ MPa}$$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 133.1 \text{ MPa}$$

Se propone una Clase 300 $\rightarrow P_r = 300$

$$p_t = \frac{10 \times 133.1}{8750} \times 300 = 45.6 \text{ bar}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

$$\begin{aligned} \text{Tope de presión de clase 300 a } T: ^6 \quad P_{c@T} &= 50.3 \text{ bar} \\ (p_t = 45.6 \text{ bar}) &< (P_{c@T} = 50.3 \text{ bar}) \end{aligned}$$

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión. Por lo tanto, la clase 300 es adecuada para este segmento de tubería.

Línea 002

$$T = 101.8^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia a } T: ^7 \quad S_{y@T} = 227.1 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 136.3 \text{ MPa}$$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 136.3 \text{ MPa}$$

Se propone una clase 300:

$$P_r = 300$$

$$p_t = \frac{10 \times 136.3}{8750} \times 300 = 46.7 \text{ bar}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

$$\begin{aligned} \text{Tope de presión de clase 300 a } T: ^8 \quad P_{c@T} &= 51.2 \text{ bar} \\ (p_t = 46.7 \text{ bar}) &< (P_{c@T} = 51.2 \text{ bar}) \end{aligned}$$

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión. Por lo tanto, la clase 300 es adecuada para este segmento de tubería.

⁵ Valor obtenido mediante la interpolación con polinomio de cuarto grado empleando las tablas del Anexo 6 de este documento: $S_y = 3 \times 10^{-9}T^4 - 3 \times 10^{-6}T^3 + 0.0009T^2 - 0.2448T + 245.57$

⁶ Valor obtenido mediante la interpolación con polinomio de tercer grado empleando las tablas del Anexo 8 de este documento: $P_{cCL300} = 3.265 \times 10^{-8}T^3 - 1.19 \times 10^{-4}T^2 + 4.902 \times 10^{-3}T + 51.87$

⁷ Nota 5.

⁸ Nota 6.

Línea 003

$T = 103.8^{\circ}C$, al igual que en el la Línea 002, la clase 300 cumple.

Línea 004

$T = 68.7^{\circ}C$

Esfuerzo de fluencia a T :⁹ $S_{y@T} = 232.1 MPa \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 139.3 MPa$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 139.3 MPa$$

Se propone una clase 150:

$P_r = 115$

$$p_t = \frac{10 \times 139.3}{8750} \times 115 = 18.3 bar$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

Tope de presión de clase 150 a T :¹⁰ $P_{c@T} = 18.8 bar$

$$(p_t = 18.3 bar) < (P_{c@T} = 18.8 bar)$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.5), para clase 150:

$$21.41 - 0.03724(68.7^{\circ}C) = 18.8 bar$$
$$(p_t = 18.3 bar) < 18.8 bar$$

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión; también se cumple con la condición de la ecuación (3.5). Por lo tanto, la clase 150 es adecuada para este segmento de tubería.

Línea 005

$T = 33.8^{\circ}C$

Esfuerzo de fluencia a T :¹¹ $S_{y@T} = 248 MPa \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 148.8 MPa$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 148.8 MPa$$

Se propone una clase 150:

$P_r = 115$

$$p_t = \frac{10 \times 148.8}{8750} \times 115 = 19.6 bar$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

⁹ Nota 5.

¹⁰ Valor obtenido mediante la interpolación con polinomio de primer grado empleando las tablas del Anexo 8 de este documento: $P_{cCL150} = -0.0372 T + 21.368$

¹¹ $S_y = 248 MPa$ para temperaturas $T \leq 38^{\circ}C$

$$\begin{aligned} \text{Tope de presión de clase 150 a } T:^{12} P_{c@T} &= 20 \text{ bar} \\ (p_t = 19.6 \text{ bar}) &< (P_{c@T} = 20 \text{ bar}) \end{aligned}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.5), para clase 150:

$$\begin{aligned} 21.41 - 0.03724(33.8^\circ\text{C}) &= 20.1 \text{ bar} \\ (p_t = 19.6 \text{ bar}) &< 20.1 \text{ bar} \end{aligned}$$

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión; también se cumple con la condición de la ecuación (3.5). Por lo tanto, la clase 150 es adecuada para este segmento de tubería.

Línea 006

$$T = 34.5^\circ\text{C}$$

Dado que los valores de esfuerzo $S_{y@T}$ y $P_{c@T}$ no varían para $T \leq 38^\circ\text{C}$, como en la Línea 005, la Clase 150 cumple igualmente los requerimientos de la Línea 006.

Línea 007

$T = 101.8^\circ\text{C}$, (mismas condiciones de presión y temperatura que la Línea 002), por tanto, la clase 300 cumple con los requerimientos de la Línea 007.

Línea 008

$$T = 69.2^\circ\text{C}$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia a } T:^{13} S_{y@T} = 232.0 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 139.2 \text{ MPa}$$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 139.2 \text{ MPa}$$

Se propone una clase 150:

$$P_r = 115$$

$$p_t = \frac{10 \times 139.2}{8750} \times 115 = 18.3 \text{ bar}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

$$\begin{aligned} \text{Tope de presión de clase 150 a } T:^{14} P_{c@T} &= 18.8 \text{ bar} \\ (p_t = 18.3 \text{ bar}) &< (P_{c@T} = 18.8 \text{ bar}) \end{aligned}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.5), para clase 150:

$$\begin{aligned} 21.41 - 0.03724(69.2^\circ\text{C}) &= 18.8 \text{ bar} \\ (p_t = 18.3 \text{ bar}) &< 18.8 \text{ bar} \end{aligned}$$

¹² $P_{c \text{ CL150}} = 20 \text{ bar}$ para $T \leq 38^\circ\text{C}$

¹³ Nota 5.

¹⁴ Nota 10.

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión; también se cumple con la condición de la ecuación (3.5). Por lo tanto, la clase 150 es adecuada para este segmento de tubería.

Línea 009

$$T = 70.4^{\circ}C$$

$$\text{Esfuerzo de fluencia a } T:^{15} S_{y@T} = 231.8 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@T}) = 139.1 \text{ MPa}$$

Se selecciona el menor valor de esfuerzo de los tres requeridos por el inciso A para el cálculo de presión de trabajo:

$$S_1 = 139.1 \text{ MPa}$$

Se propone una clase 300:¹⁶

$$P_r = 300$$

$$p_t = \frac{10 \times 139.1}{8750} \times 300 = 47.7 \text{ bar}$$

Se verifica el cumplimiento de la ecuación (3.4):

$$\begin{aligned} \text{Tope de presión de clase 300 a } T:^{17} P_{c@T} &= 51.6 \text{ bar} \\ (p_t = 47.7 \text{ bar}) &< (P_{c@T} = 51.6 \text{ bar}) \end{aligned}$$

Se cumple la condición de que la presión de trabajo máxima es menor que el tope de presión. Por lo tanto, la clase 300 es adecuada para este segmento de tubería.

3.3.2. Clase de válvulas

El procedimiento para la determinación de la clase de válvula se detalla en el *Código ASME B16.34 Valves - Flanged, Threaded, and Welding End* (2013). Cuando se trata de válvulas bridadas, este método es en esencia el mismo que el que se utiliza para la determinación de clase de bridas del *Código ASME B16.5*,

De antemano, se sabe que el material seleccionado es acero al carbono del grupo 1.1, por lo que el método que debe utilizarse para calcular la clase establece que la máxima presión de trabajo p_{st} de la válvula no debe superar el valor del tope de presión p_{ca} a la temperatura T de trabajo:

$$p_{st} = \frac{C_1 S_1}{8750} P_r \leq p_{ca} \quad (3.6)$$

Donde: p_{st} = máxima presión de trabajo de válvula.

p_{ca} = tope de presión a temperatura T para válvula. Valor tabulado en el Anexo 9

P_r = misma definición que en la ecuación (3.4)

¹⁵ Nota 5.

¹⁶ Era posible proponer una Clase 150 porque las condiciones de temperatura son prácticamente iguales que en la Línea 008, al que se le asignó la clase 150. Sin embargo, se sabe que la presión de trabajo p_t para esa clase y temperatura es mucho más baja que la presión de diseño en esta Línea 009.

¹⁷ Nota 6.

S_1 = esfuerzo seleccionado para el material especificado a temperatura T. Cuyo valor se evalúa de la misma manera que en la ecuación (3.4)

Para la clase 150, debe cumplirse además la siguiente condición, idéntica a la ecuación (3.5):

$$p_{st} \leq C_2 - C_3 T \quad (3.7)$$

Donde: C_2 y C_3 se definen como en la ecuación (3.5)

Material: Acero al carbono ASTM A105 (para válvulas de diámetro menor que NPS 2) o ASTM A2016 WCB (para válvulas de diámetros mayores que NPS 2); en cualquier caso, los valores de esfuerzo presentados a continuación corresponden a esos estándares ASTM (ver Anexo 6 y Anexo 7 para verificar)

Esfuerzo de cedencia a 38°C: $S_{y@38^\circ C} = 248 \text{ MPa} \rightarrow 60\%(S_{y@38^\circ C}) = 148.8 \text{ MPa}$

Resistencia a la tracción a $T < 375^\circ C$: $S_{u@T} = 483 \text{ MPa} \rightarrow 1.25 \times 25\%(S_{u@T}) = 150.9 \text{ MPa}$

Puesto que la metodología es idéntica a la de cálculo de bridas y que los valores de esfuerzos para los materiales de cuerpo de válvula son también los de materiales de bridas, las clases de válvulas son exactamente las mismas en esta sección que en la 3.3.1.

Tabla 3.6 Resumen de cálculo para clase de bridas y válvulas en segmentos de tubería de CBEI

	Línea de tubería								
	001	002	003	004	005	006	007	008	009
Clase	300	300	300	150	150	150	300	150	300
$S_{y@38^\circ C}$ [MPa]	248	248	248	248	248	248	248	248	248
$60\%(S_{y@38^\circ C})$ [MPa]	148.8	148.8	148.8	148.8	148.8	148.8	148.8	148.8	148.8
$S_{y@T}$ [MPa]	221.9	227.1	227.1	232.1	248.0	248.8	227.1	232.0	231.8
$60\%(S_{y@T})$ [MPa]	133.1	136.3	136.3	139.3	148.8	149.3	136.3	139.2	139.1
$S_{u@T}$ [MPa]	483	483	483	483	483	483	483	483	483
$1.25 \times 25\%(S_{u@T})$ [MPa]	150.9	150.9	150.9	150.9	150.9	150.9	150.9	150.9	150.9
S_1 [MPa]	133.1	136.3	136.3	139.3	148.8	148.8	136.3	139.2	139.1
P_c [bar]	50.3	51.2	51.2	18.8	20.1	20.1	51.2	18.8	51.6
P_t [bar]	45.6	46.7	46.7	18.3	19.6	19.6	46.7	18.3	47.7
$\dot{\iota} P_t > P_{dis}?$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
$\dot{\iota} P_t < P_c?$	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
$C_2 - C_3 T$	N/A	N/A	N/A	18.8	20.1	20.1	N/A	18.8	N/A
$\dot{\iota} P_t < C_2 - C_3 T?$	N/A	N/A	N/A	OK	OK	OK	N/A	OK	N/A

3.4. Memorias de cálculo de equipos

Las condiciones de operación de cada equipo dependen del diseño termodinámico desarrollado en el capítulo anterior (véase la sección 2.4). Esas son las condiciones ideales que demanda el proceso, sin embargo, cada equipo y dispositivo tiene una metodología de diseño básico que debe cumplir con normas y requerimientos adecuados para asegurar su operación, confiabilidad y seguridad que bien puede modificar el valor de algún parámetro con un factor de seguridad. En las siguientes subsecciones se hacen los cálculos de diseño básico de los equipos del CBEI tomando en cuenta estas sugerencias de diseño propias de cada caso.

3.4.1. Placa de orificio

La placa de orificio tiene un papel importante en la generación del vapor que pasará por la turbina. Se busca inducir la caída de presión óptima del líquido saturado para que la generación neta del ciclo sea máxima, como se vio en la sección 2.3.

Los cálculos para el dimensionamiento (diámetro de orificio y espesor) de la placa están basados en correlaciones analizadas por Lazalde-Crabtree (1983) y en las normas ISO 5167 (2003) e ISO/TR 9464 Guidelines for the use of ISO 5167 (2008). El análisis de Lazalde-Crabtree está dirigido a diseño de placas de orificio para *flasheo* de agua geotérmica en grandes diámetros de tubería y es de los pocos estudios al respecto, mientras que la norma ISO 5167 se limita al diseño para medición de flujo sin considerar *flasheo*.

Pese a estas limitaciones, la metodología compuesta por las correlaciones de Lazalde-Crabtree y por las consideraciones dimensionales del estándar ISO 5167 nos da una primera aproximación para el cálculo del diámetro real de orificio. Las dimensiones y parámetros principales de una placa de orificio se enlistan en la Figura 3.1, y son las que a continuación se determinarán.

Diámetro de orificio

La ecuación objetivo (3.8) proviene de la definición de gasto volumétrico, en donde la incógnita buscada es el diámetro de orificio:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{total}}{\pi \cdot W}} \quad (3.8)$$

Donde: d_o = diámetro de orificio.

\dot{m}_{total} = flujo másico del ciclo.

W = flux másico (flujo másico por unidad de área)

El flux másico es precisamente definido por correlaciones que a continuación se enumeran.

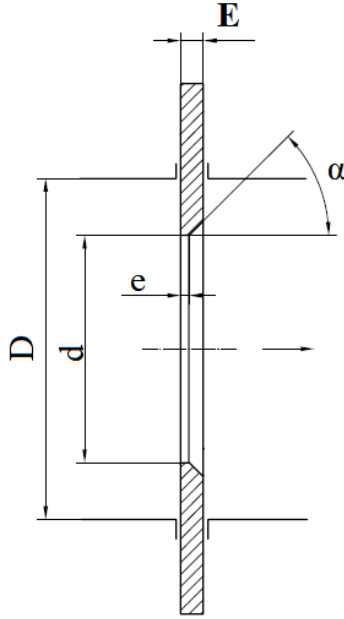


Figura 3.1 Esquema de dimensiones de placa de orificio (ISO, 2003)

La **correlación de James** define al flux másico como:

$$W_{james} = \frac{0.61YF_a}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{\frac{2g_c\Delta P}{x_o^{1.5}(v_G - v_1) + v_1}} \quad (3.9)$$

Donde: β = relación de diámetro de orificio, definida por ecuación (3.10)

Y = factor de compresibilidad del fluido, definido por ecuación (3.11)

ΔP = Caída de presión, definida por ecuación (3.12)

v = volumen específico, de fase gaseosa (v_G), de líquido de entrada (v_1)

g_c = constante gravitacional $\left(= 1 \frac{kg \cdot m}{N \cdot s^2}\right)$

F_a = factor de expansión de orificio ($\cong 1$)¹⁸

k = constante isentrópica de la fase gaseosa ($k=1.3$)¹⁹

$$\beta = \frac{d_o}{D_{tub}} \quad (3.10)$$

$$Y = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (3.11)$$

¹⁸ Razón entre el diámetro real de orificio d a la temperatura de operación sobre el diámetro d_r a la temperatura de referencia de $T_r = 25^\circ C$, calculada con la expresión $\frac{d}{d_r} = 1 + \alpha(T - T_r)$, con $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ C^{-1}$

¹⁹ Razón de calores específicos para vapor R245fa, el valor es extraído de Crane Co. (2011). *Flow of fluids through valves fittings and pipe*. Pág. 4-6.

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (3.12)$$

La **correlación de Benjamin** define al flux másico como:

$$W_{benjamin} = 17.6752 \times 10^{-2} \sqrt{\frac{\Delta P}{x_o^a (v_G - v_1) + v_1}} \quad (3.13)$$

Donde:

$$a = 1.413707 - 3.534576 \times 10^{-7} \Delta P \quad (3.14)$$

Los criterios de diseño se dan en la siguiente tabla, al igual que las condiciones de flujo

Tabla 3.7 Criterios de diseño y condiciones de flujo para cálculo de placa de orificio

Criterios de diseño			
D_{Tub}	Diámetro interno de tubería ²⁰	52.48	mm
P_1	Presión aguas arriba	28.2874	bar
P_2	Presión aguas abajo	13.1668	bar
\dot{m}	Flujo másico	2.634	kg/s
x_i	Calidad de entrada	0.0	%
x_o	Calidad de salida	50.6	%
Condiciones de flujo			
v_1	Volumen específico aguas arriba	0.00115533	m ³ /kg
ρ_2	Densidad de mezcla aguas abajo	140.796	kg/m ³
ρ_G	Densidad de vapor aguas abajo	76.1299	kg/m ³
ρ_L	Densidad de líquido aguas abajo	1085.58	kg/m ³

Sustituyendo las ecuaciones (3.9) a (3.12) y los datos de la Tabla 3.7 en la ecuación objetivo (3.8) y resolviendo para d_o :

$$2.634 = \frac{11266.546 d_o^2 (1 - 0.4447(0.351 + 33749.291 d_o^4 + 1.6163 \times 10^{10} d_o^8))}{\sqrt{1 - 131833.17 d_o^4}}$$

$$d_o = 0.01568 \text{ m} = 16.61 \text{ mm}$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.13) y (3.14) y los datos de la Tabla 3.7 en la ecuación objetivo (3.8) y resolviendo para d_o :

$$1940.57 d_o^2$$

$$d_o = 0.03453 \text{ m} = 36.84 \text{ mm}$$

²⁰ Diámetro interno de tubería según ASME 36.10M para diámetro NPS 2 CED 40. Véase el Anexo 5

Espesor de Placa

Para calcular el espesor E de la placa, se toma en cuenta la ecuación definida por el reporte técnico ISO 7809 Guideline for use ISO 5167:

$$100 \frac{\Delta q_m}{q_m} = -\frac{\Delta P}{E^*} \left(\frac{D'}{E} \right)^2 \left(A \frac{D'}{E} + B \right) \quad (3.15)$$

Donde: $100 \frac{\Delta q_m}{q_m}$ = cambio porcentual en el coeficiente de descarga.

E^* = módulo de elasticidad del material de la placa²¹.

$A = \beta(13.5 - 15.5\beta)$

$B = 117 - 106\beta^{1.3}$

D' = diámetro de apoyo de la placa sobre la cara realzada de bridas

Para un cambio en el coeficiente de descarga de 0.1% ($100 \frac{\Delta q_m}{q_m} = 0.1$), se obtienen las soluciones:

$$\left(\frac{D'}{E} \right) = 28.494 \text{ (James)}$$

$$\left(\frac{D'}{E} \right) = 33.448 \text{ (Benjamin)}$$

La magnitud $D' = 61.976 \text{ mm}$ (para brida RF CL300 de 2 pulgadas²²), de tal modo el espesor requerido es al menos:

$$E = 2.175 \text{ mm (James)}$$

$$E = 1.853 \text{ mm (Benjamin)}$$

El espesor e antes de bisel se determina arbitrariamente como:

$$e = 1.0 \text{ mm}$$

Las dimensiones e y E deben cumplir las recomendaciones respectivas siguientes para evitar desviaciones significativas en el coeficiente de descarga (ISO, 2003) que puedan afectar el correcto funcionamiento de la placa:

$$0.005D_{tub} < e < 0.02D_{tub} \rightarrow 0.2624 \text{ mm} < e < 1.0496 \text{ mm}$$

$$e < E < 0.05D_{tub} \rightarrow 1 \text{ mm} < E < 2.624 \text{ mm}$$

²¹ Se considera acero inoxidable tipo 304, $E^* = 193 \times 10^9 \text{ Pa}$, valor extraído de http://www.nks.com/es/distribuidor_de_acero_inoxidable/acero_inoxidable_304.html (29/marzo/2018)

²² Diámetro mínimo de cara realzada de brida Slip On RF CL 300 NPS 2, según la norma ASME B16.5

Ángulo de Bisel

El ángulo de bisel se asigna como:

$$\alpha = 45^\circ \pm 15^\circ$$

Las dimensiones y parámetros finales de la placa se resumen en la siguiente tabla

Tabla 3.8. Dimensiones finales de Placa

		Correlación James	Correlación Benjamin	
β	Relación de diámetros	0.3166	0.702	mm
d_o	Diámetro de orificio	16.61	36.84	mm
E	Espesor de placa	2.175	1.853	mm
e	Espesor de placa antes de bisel	1.0	1.0	mm
α	Ángulo de bisel	45°	45°	
Otras especificaciones				
Material	Acero inoxidable tipo 304			

3.4.2. Separador centrífugo de flujo bifásico

Los cálculos para el diseño básico (dimensional) del separador de flujos centrífugo, tienen base en la metodología expuesta por Lazalde-Crabtree (1984). El método original pretende dar una pauta para el diseño de separadores verticales centrífugos y para secadores en la industria geotérmica, sin embargo, dada la generalidad de las ecuaciones empleadas, el procedimiento puede aplicarse a cualquier otro fluido del que se conozcan las propiedades fisicoquímicas.

Las dimensiones por calcular son las siguientes y están representadas en la Figura 3.2 :

- Diámetro de entrada de mezcla (D_t)
- Diámetro de salida de vapor (D_e)
- Diámetro de salida de líquido (D_b)
- Diámetro de recipiente (D)
- Longitudes α , β y z del recipiente.
- Espesor de cuerpo (t_c) y de tapas (t_t)

Los criterios de diseño y las propiedades del flujo requeridas están determinados por las condiciones de los estados 2, 3 y 7 en el diagrama de la Figura 2.2. Dichas propiedades se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 3.9 Criterios de diseño de separador

Criterios de diseño			
$P_{op}(= P_2)$	Presión de operación	13.17	bar
$T_{op}(= T_2)$	Temperatura de operación	101.8	°C
$\dot{m}_m(= \dot{m}_{total})$	Flujo másico de mezcla	2.634	kg/s
$x_{in}(= x_2)$	Calidad de entrada	50.6	%
V_T	Velocidad de entrada	30.0	m/s
V_{AN}	Velocidad anular de vapor	< 4	m/s
Condiciones de flujo			
$h_m(= h_2)$	Entalpía de mezcla	409.8	kJ/kg°C
$h_v(= h_3)$	Entalpía de vapor	475.31	kJ/kg°C
$h_L(= h_7)$	Entalpía de líquido	342.67	kJ/kg°C
$v_v(= v_3)$	Volumen específico de vapor	0.013135451	m ³ /kg
$v_L(= v_7)$	Volumen específico de líquido	0.000921167	m ³ /kg
$\mu_v(= \mu_3)$	Viscosidad de vapor	0.000013472	Pa.s
$\mu_L(= \mu_7)$	Viscosidad de líquido	0.00016005	Pa.s
$\sigma_L(= \sigma_7)$	Tensión superficial de líquido	0.00457722	N/m

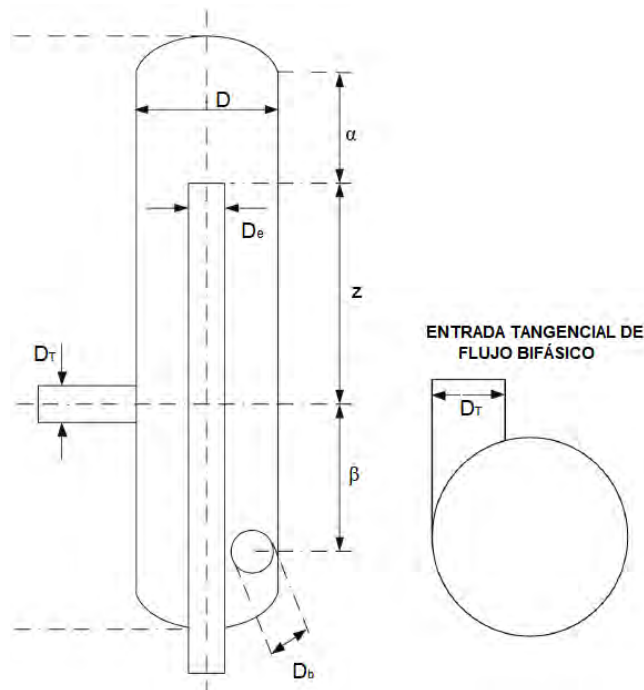


Figura 3.2 Dimensiones de separador centrífugo de flujo bifásico (Zarrouk & Purnanto, 2015)

Dimensionamiento

Los flujos de vapor y líquido son:

$$Q_v = \dot{m}_v v_v \quad (3.16)$$

$$Q_v = 0.018 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_L = \dot{m}_m (1 - x_{in}) \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_L = 1.3 \frac{kg}{s}$$

$$Q_L = \dot{m}_L v_L \quad (3.18)$$

$$Q_L = 0.0012 \frac{m^3}{s}$$

La velocidad de entrada de mezcla al separador y el flujo másico de vapor exigen un área y diámetro de entrada iguales a:

$$A_{req} = \frac{Q_v}{V_T} \quad (3.19)$$

$$A_{req} = 0.00058 m^2$$

$$D_{req} = \sqrt{\frac{4A_{req}}{\pi}} \quad (3.20)$$

$$D_{req} = 0.0273 m$$

Se considera que la entrada es de tubería comercial, para que el cálculo de área de entrada sea más preciso²³:

$$P_{dis} = 1.1P_{op} = 1.448 MPa$$

La ecuación para calcular el espesor de tubería se toma del Código *ASME Sección VII División I Diseño Construcción e Inspección de Tanques y Recipientes a Presión* (2015) para paredes de recipientes cilíndricos a presión:

$$t_{req} = \frac{P_{dis} D_{req}}{2(SE - 0.6P_{dis})} + A \quad (3.21)$$

$$t_{req} = 2.199 mm$$

²³ Se supone esfuerzo permisible S de acero ASTM A106 B a la temperatura de operación (ver Anexo 11), eficiencia de junta $E = 0.85$ y coeficiente de corrosión $A = 2 mm$. Las dimensiones de presión y esfuerzo son MPa y de longitud son mm para ser dimensionalmente congruentes.

El diámetro comercial superior a lo requerido es NPS-1 CED-40 ($D_{ext} = 33.4 \text{ mm}$, $t_{nom} = 3.38 \text{ mm}$). Entonces el diámetro y velocidad reales de entrada son:

$$D_t = D_{ext} - 2t_{nom} = 26.64 \text{ mm}$$

$$V_T = \frac{4Q_V}{\pi D_T^2} \quad (3.22)$$

$$V_T = 31.41 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro del recipiente es:

$$D = 3.3D_t \quad (3.23)$$

$$D = 87.91 \text{ mm}$$

Se considera que el cuerpo es de tubería comercial, para que el cálculo de velocidad anular sea más preciso, con la misma ecuación (3.21):

$$t_{req} = \frac{P_{dis} D_{req}}{2(SE - 0.6P_{dis})} + A = 2.64 \text{ mm}$$

El diámetro comercial que es inmediato superior a lo requerido es uno NPS 3½ CED-10 ($D_{ext} = 101.6 \text{ mm}$, espesor $t_{nom} = 3.05 \text{ mm}$). Entonces el diámetro real de cuerpo es:

$$D = D_{ext} - 2t_{nom} = 95.5 \text{ mm}$$

El resto de las dimensiones del separador son las siguientes:

$$D_e = 1D_t \quad (3.24)$$

$$D_b = 1D_t \quad (3.25)$$

$$\alpha = -0.15D_t \quad (3.26)$$

$$\beta = 3.5D_t \quad (3.27)$$

$$z = 5.5D_t \quad (3.28)$$

$$D_e = 26.64 \text{ mm}$$

$$D_b = 26.64 \text{ mm}$$

$$\alpha = -3.996 \text{ mm}$$

$$\beta = 93.24 \text{ mm}$$

$$z = 146.52 \text{ mm}$$

El área de entrada es:

$$A_0 = \frac{\pi}{4} D_t^2 \quad (3.29)$$

$$A_0 = 0.0005574 \text{ m}^2$$

La velocidad tangente de entrada es:

$$u = \frac{Q_v}{A_0} \quad (3.30)$$

$$u = 27.87 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se propone una tapa toriesférica ASME para el recipiente, donde el radio de corona L es el diámetro externo del cuerpo y el radio de rodilla r es el 6% del radio de corona como en la Figura 3.3

$$L_{tapa} = D_{ext} \quad (3.31)$$

$$r = 0.06L \quad (3.32)$$

$L_{tapa} = 101.6[\text{mm}]$
$r = 6.096[\text{mm}]$

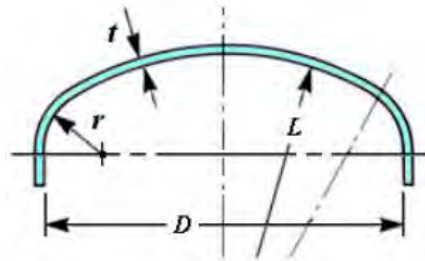


Figura 3.3 Esquema de dimensiones de tapa toriesférica ASME

El espesor requerido de la tapa se define como sigue:

$$t_{tapa} = \frac{0.885 P_{dis} L_{tapa}}{SE - 0.1 P_{dis}} + A \quad (3.33)$$

Finalmente, el espesor de la tapa es²⁴:

$$t_{tapa} = 3.30 \text{ mm}$$

²⁴ Se supone esfuerzo permisible S de acero ASTM A516 °60 a la temperatura de operación (ver Anexo 11), eficiencia de junta $E = 0.85$ y un coeficiente de corrosión $A = 2 \text{ mm}$. Las dimensiones de presión y esfuerzo son MPa y de longitud son mm para ser dimensionalmente congruentes.

Eficiencia centrífuga

La eficiencia centrífuga del separador se define como sigue:

$$\eta_m = 1 - \exp \left[-2(C\psi')^{\frac{1}{2n+2}} \right] \quad (3.34)$$

Los parámetros de la ecuación (3.34): el coeficiente centrífugo C y el parámetro ψ' (que depende a su vez del diámetro de gota d_w , y éste depende asimismo del régimen de flujo bifásico).

Se calcula en primer lugar el Coeficiente Centrífugo C :

$$C = \frac{8K_C D^2}{A_0} \quad (3.35)$$

Cada variable se define a continuación:

$$K_C = \frac{t_r Q_v}{D^3} \quad (3.36)$$

$$t_r = t_{mi} + \frac{t_{ma}}{2} \quad (3.37)$$

$$t_{ma} = \frac{VO_H}{Q_v} \quad (3.38)$$

$$VO_H = VO_1 + VO_2 - VO_3 \quad (3.39)$$

$$VO_1 = \frac{\pi}{4} D^2 \alpha \quad (3.40)$$

$$VO_2 = 0.081 D^3 \quad (3.41)$$

$$VO_3 = \frac{\pi}{4} D_e^2 (\alpha + 0.169 D) \quad (3.42)$$

$$t_{mi} = \frac{VO_S}{Q_v} \quad (3.43)$$

$$VO_S = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_e^2) z \quad (3.44)$$

$$K_C = \frac{t_r Q_v}{D^3} \quad (3.45)$$

Sustituyendo en la ecuación (3.35), se obtiene el coeficiente centrífugo:

$$C = 148.1$$

Los parámetros ψ' y n requeridos en la ecuación (3.34) se definen a continuación:

$$\psi' = \frac{\rho_L d_w^2 (n+1) u}{18 \mu_v D} \quad (3.46)$$

$$n = \frac{n_1 - 1}{\left(\frac{294.3}{T_{op} + 273.2}\right)^{0.3}} + 1 \quad (3.47)$$

$$n_1 = 0.6689D^{0.4} \quad (3.48)$$

El diámetro de gota d_w (en μm) se define mediante la siguiente ecuación, donde σ_L se da dina/cm, μ_L en poise, y ρ_L en g/cm^3 :

$$d_w = \frac{66.2898}{V_T^a} \sqrt{\frac{\sigma_L}{\rho_L}} + 1357.35B \left(\frac{\mu_L^2}{\sigma_L \rho_L}\right)^{0.225} \left(\frac{Q_L}{Q_v}\right)^{0.5507} V_T^e \quad (3.49)$$

Los coeficientes a , B , e dependen del régimen de flujo bifásico en la entrada del equipo, según la Tabla 3.10

Tabla 3.10 Coeficientes a , B , e usados en ecuación (3.49)

Patrón de flujo	a	B	e
Estratificado y ondulado	0.5436	$94.9042(x_i)^{-0.4538}$	0.0253
Anular	0.8069	$198.7749(x_i)^{0.2628}$	-0.2188
Disperso y burbujas	0.8069	$140.8346(x_i)^{0.5747}$	-0.2188
Plug y slug	0.5436	$37.3618(x_i)^{-0.0000688}$	0.0253

Existen diversos mapas de flujo bifásico que han sido utilizados en investigación e industria como auxiliares en la de determinación de régimen de flujo en tuberías. El más difundido, y que utiliza Lazalde-Crabtree en su metodología, es el Mapa de Baker (véase la Figura 3.4) que toma en cuenta diversas propiedades de las fases, como la viscosidad, densidad, tensión superficial, para calcular las coordenadas del punto resultante en alguna de las regiones en que éste está dividido.

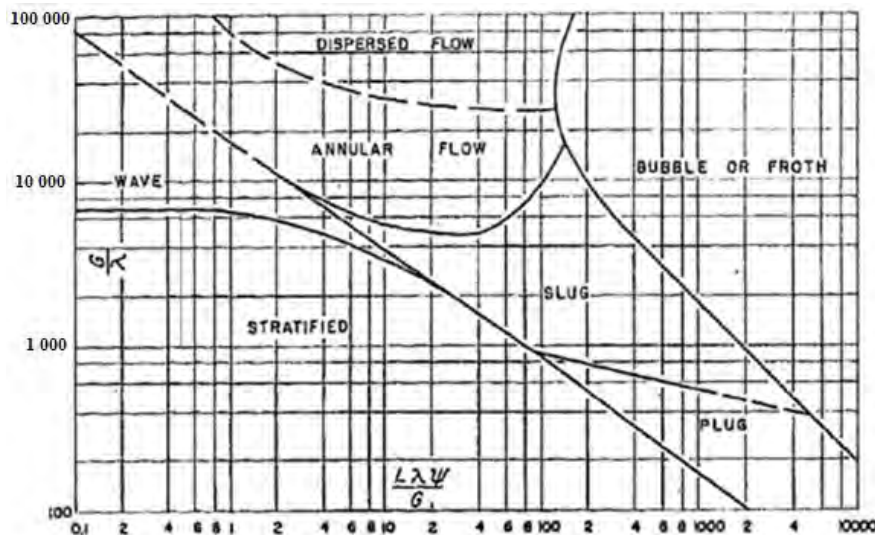


Figura 3.4 Mapa de flujo bifásico de Baker (Baker, 1954)

Las coordenadas del mapa se definen a continuación:

$$\text{abscisa } X = \frac{L\lambda\psi}{G} \quad (3.50)$$

$$\text{ordenada } Y = \frac{G}{\lambda} \quad (3.51)$$

La abscisa X es adimensional, mientras que la ordenada Y tiene unidades $\frac{lb}{h \cdot ft^2}$. Cada variable se define a continuación:

$$G = \frac{\dot{m}_v}{A_0} \quad (3.52)$$

$$L = \frac{\dot{m}_L}{A_0} \quad (3.53)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\rho_v \cdot \rho_L}{\rho_{aire} \cdot \rho_{agua}}} \quad (3.54)$$

$$\psi = \left(\frac{\sigma_{agua}}{\sigma_L} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_{agua}} \right) \left(\frac{\rho_{agua}}{\rho_L} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.55)$$

Las propiedades para agua y aire son constantes:

$$\rho_{aire} = 1.23 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{agua} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$\sigma_{agua} = 0.07275 \frac{N}{m}$$

$$\mu_{agua} = 0.001002 Pa \cdot s$$

Al sustituir los datos en las ecuaciones (3.50) y (3.51) y ubicar las coordenadas en el mapa de la Figura 3.4, se obtiene el régimen bifásico de la mezcla a la entrada del separador:

$$\text{abscisa } X = 65.4$$

$$\text{ordenada } Y = 291.8 \frac{kg}{m^2 \cdot s} = 215,125.7 \frac{lb}{ft^2 \cdot h}$$

Régimen de flujo bifásico disperso

Entonces los coeficientes a , B y e de la ecuación (3.49) son los siguientes:

$$a = 0.8069, \quad B = 95.218, \quad e = -0.2188$$

Sustituyendo en la ecuación (3.49), el diámetro de gota resultante es:

$$d_w = 543.3 \mu m$$

Sustituyendo entonces el diámetro de gota en la ecuación (3.46), se obtiene:

$$n = 0.4423$$

$$\psi' = \frac{\rho_L d_w^2 (n+1) u}{18 \mu_v D} = 627.03$$

Finalmente, la eficiencia centrífuga obtenida de la ecuación (3.34) es:

$$\eta_m = 100\%$$

Eficiencia de arrastre

La eficiencia de arrastre se define a continuación. Se observa que depende fundamentalmente de la velocidad anular de ascenso del vapor en el cuerpo del separador.

$$\eta_A = 10^j \quad (3.56)$$

$$j = -3.384 \times 10^{-14} (V_{AN})^{13.9241} \quad (3.57)$$

$$V_{AN} = \frac{4Q_v}{\pi(D^2 - D_e^2)} \quad (3.58)$$

Sustituyendo, se obtiene la velocidad anular y se confirma que cumple con el criterio de diseño $V_{AN} < 4 \frac{m}{s}$.

$$V_{AN} = 2.65 \frac{m}{s}$$

Luego, la eficiencia de arrastre resulta en:

$$\eta_A = 99.99999\%$$

Eficiencia total

La eficiencia total η_{ef} del separador es la concatenación de la eficiencia centrífuga η_m y la eficiencia de arrastre η_A :

$$\eta_{ef} = \eta_m \eta_A \quad (3.59)$$

$$\eta_{ef} = 99.99999\%$$

Calidad de salida de vapor

$$x_o = \frac{\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_L}}{1 - \eta_{ef} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_L}} \quad (3.60)$$

$x_o = 99.99999\%$

Caída de presión

$$\Delta P = \frac{NH \cdot u^2 \cdot \rho_v}{2} \quad (3.61)$$

$$NH = 16 \frac{A_0}{D_e^2} \quad (3.62)$$

$\Delta P = 472,050 \text{ Pa} = 4.72 \text{ bar}$
--

3.4.3. Tanque regulador de nivel

El tanque regulador juega un papel importante durante toda la operación del ciclo, más aún en el arranque, para prevenir el aumento del nivel de líquido en el separador y una consecuente sobrepresión; o a la inversa, para prevenir una baja en la presión de separación. Además, éste mismo funcionará como el principal almacenamiento del ciclo.

El dimensionamiento se fundamenta en el volumen requerido para llenar por completo las líneas de tubería que conectan los equipos. No se hace un cálculo en régimen transitorio ni considerando los flujos que convergen o salen del tanque, en cambio, se diseña el tanque para un volumen tres veces el requerido en las tuberías para asegurar flujo y succión adecuada de las bombas.

Para el cálculo de espesor de cuerpo y tapas del recipiente se empleó el *Código ASME Sección VIII División 1 Diseño, Construcción e Inspección de Tanques y Recipientes a Presión* (2015). Las condiciones en las que el tanque opera están definidas por el estado 7 del diagrama de la Figura 2.2 y se indican en la tabla siguiente.

Tabla 3.11 Condiciones de operación del tanque regulador

P_{op}	Presión de operación	13.6	bar
T_{op}	Temperatura de operación	103.3	°C

Primero se calcula el volumen requerido para llenar cada línea de tubería, tomando los datos del dimensionamiento de tuberías. La longitud L es propuesta con el valor máximo que pudiera tomar, tomando en cuenta los accesorios que involucra cada línea.

Tabla 3.12. Dimensiones de tuberías del Ciclo

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diámetro NPS	2	1	1	2.5	1	1	1	1.5	1.5
D_{int} (mm)	52.48	26.64	26.64	62.68	26.64	26.64	26.64	40.94	40.94
L (mm)	1500	500	1100	1500	1800	2000	200	1500	1400

El volumen de cada línea se calcula con la ecuación de volumen de un cilindro:

$$V_{liq} = \frac{\pi(D_{int})^2}{4} L \quad (3.63)$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Total
Volumen [litros]	3.24	0.28	0.61	4.63	1.00	1.11	0.11	1.97	1.84	14.81

Luego el volumen de diseño es:

$$V_{dis} = 2.5V_{total} \quad (3.64)$$

$$V_{dis} = 37 [l] = 0.037[m^3]$$

Se propone un diámetro de diseño correspondiente al diámetro exterior de tubería NPS 14 para el cuerpo del recipiente:

$$D_{ext} = 355.6[mm]$$

$$P_{dis} = 1.1P_{op} = 14.48 [bar] = 1.448 [MPa]$$

El espesor requerido para soportar las condiciones de operación fue definido en la ecuación (3.21) y en este caso resulta²⁵:

$$t_{req} = \frac{P_{dis}D_{ext}}{2(SE - 0.6P_{dis})} + A = 4.59 mm$$

El espesor nominal inmediato superior, aplicando un factor de seguridad de 1.1, corresponde a una Cédula 10, entonces:

$$t_{cuerpo} = 6.35 [mm]$$

Por tanto el diámetro interno del cuerpo es:

$$D_{int} = D_{ext} - 2t_{cuerpo} = 342.9[mm]$$

Se propone una tapa torisférica ASME, cuyos parámetros fueron definidos en las ecuaciones (3.31) y (3.32):

$$L = D_{ext} = 355.6[mm]$$

²⁵ Se supone esfuerzo permisible de acero ASTM A106 a la temperatura de operación (ver Anexo 11), eficiencia de junta $E = 0.85$ y coeficiente de corrosión $A = 2 mm$.

$$r = 0.06L = 21.3[mm]$$

El espesor requerido de la tapa del tanque se define por la ecuación (3.33) y su valor resultante es²⁶:

$$t_{tapa} = \frac{0.885P_{dis}L}{SE - 0.1P_{dis}} + A = 6.55[mm]$$

Después de aplicar un factor de seguridad de 1.1, el espesor final de la tapa es:

$$t_{tapa} = 7.21 \text{ mm}$$

La altura necesaria para alcanzar el volumen de diseño es:

$$h = \frac{4V_{dis}}{\pi D_{int}^2} \quad (3.65)$$

$$h = 0.401[m] = 401.0 [mm]$$

3.4.4. Tanque de condensado

En el arreglo original mostrado en el DFP del Anexo 3 no se contempla un tanque para captar el condensado en el punto 5. Sin embargo, se recomienda instalar uno asegurar una columna de fluido en la succión de la bomba de condensado, es decir, debe instalarse entre la salida del condensador y la entrada de la bomba.

El método de cálculo es exactamente el mismo que el del tanque regulador de nivel (sección 3.4.3), con una diferencia en el tamaño del recipiente dado por la ecuación (3.64):

$$V_{dis} = 0.75V_{total}$$

El resumen de resultados para este tanque se da en la siguiente Tabla 3.13

Tabla 3.13 Resultados de diseño de tanque de condensado

V_{dis}	Volumen de diseño	11.1	Litros
D_{ext}	Diámetro exterior de cuerpo	219.1	mm
h	Altura de cuerpo	332	mm
t_{cuerpo}	Espesor de cuerpo	6.35	mm
t_{tapa}	Espesor de tapa toriesférica	2.68	mm
L_{tapa}	Radio de corona toriesférica	219.1	mm
r	Radio de rodilla toriesférica	13.1	mm
Otras especificaciones			
Material	Cuerpo: Tubería de Acero ASTM A106 B Tapas: Placa de Acero ASTM A516 °60		

²⁶ Se supone esfuerzo permisible acero ASTM A516 °60, $E = 0.85$ y $A = 2 \text{ mm}$.

3.4.5. Boquillas y refuerzos en recipientes a presión

Las boquillas de un recipiente a presión tienen como principal parámetro de diseño el espesor de pared requerido para soportar las diversas cargas a las que está sometida. El método de cálculo toma en cuenta las siguientes ecuaciones descritas en la sección UG-45 del Código ASME BPVC VIII Div. 1:

$$t_{UG-45} = \max(t_a, t_b) \quad (3.66)$$

$$t_b = \min(t_{b3}, \max(t_{b1}, t_{b2})) \quad (3.67)$$

Donde:

t_{UG-45} = espesor mínimo de pared que puede tener la boquilla.

t_a = espesor mínimo de pared de boquilla requerido para presión interna o externa, según aplique, también deben considerarse los efectos de las fuerzas y momentos externos.

t_{b1} = para recipientes bajo presión interna, espesor (incluyendo coeficiente por corrosión) requerido para la carcasa o la tapa según las ecuaciones (3.21) y (3.33)

t_{b2} = para recipientes bajo presión externa, espesor (incluyendo coeficiente por corrosión) requerido para la carcasa o la tapa, usando la presión externa como equivalente en la expresión para calcular espesor por presión interna (con $E = 1$)

t_{b3} = espesor dado en la Tabla 3.14 según el diámetro nominal de la boquilla

Tabla 3.14 Espesor mínimo de pared de boquilla

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Fuente: (American Society of Mechanical Engineers, 2015)

Por otra parte, las aberturas en la carcasa y tapas de un recipiente a presión a menudo requieren de un refuerzo que compense el material removido (ver Figura 3.5). Según el Código ASME, el cálculo de refuerzos en las aberturas de las boquillas parte del área requerida A que se ha removido de la pared del recipiente; mientras que las áreas que la compensan dentro de la zona de refuerzo delimitada por las fronteras definidas en la Figura 3.5 son el área extra en la carcasa o tapa A_1 , el área extra en el cuello de la boquilla A_2 , área extra en el cuello de la boquilla por el interior del recipiente A_3 , el área de cordones de soldadura A_{41} y A_{43} y el área del elemento de refuerzo A_5 .

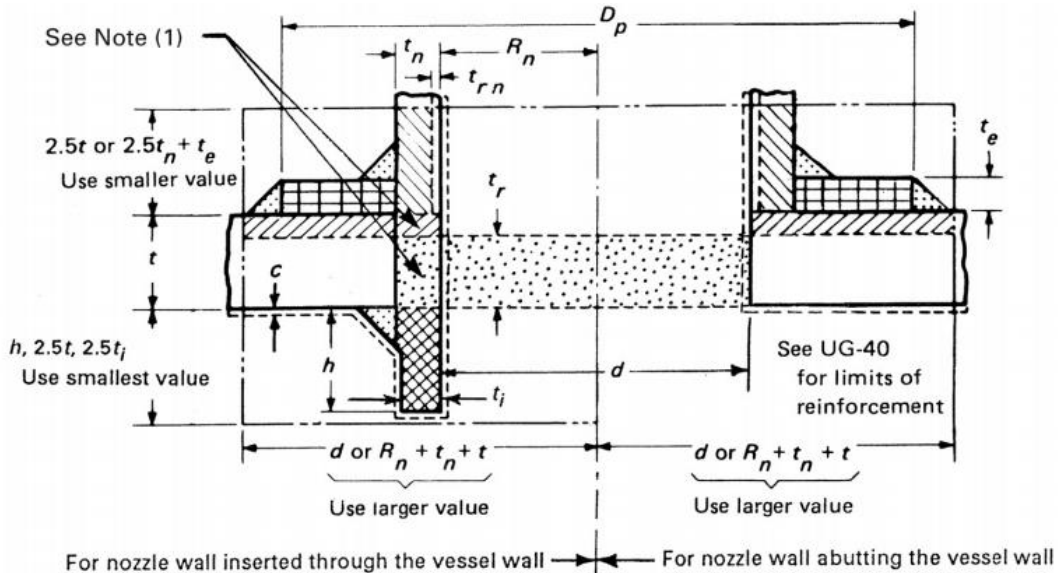


Figura 3.5 Esquema general de áreas de refuerzo en aberturas
(American Society of Mechanical Engineers, 2015)

La nomenclatura y ecuaciones para el cálculo se dan a continuación



$$A = d t_r F + 2t_n t_r F (1 - f_{r1}) \quad (3.68)$$



$$A_1 = \text{Max} \left\{ \begin{array}{l} d (E_1 t - F t_r) - 2t_n (E_1 t - F t_r)(1 - f_{r1}) \\ 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) \end{array} \right. \quad (3.69)$$



$$A_2 = \text{Min} \left\{ \begin{array}{l} 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n \end{array} \right. \quad (3.70)$$



$$A_3 = \text{Min} \left\{ \begin{array}{l} 5 t t_i f_{r2} \\ 5 t_i t_i f_{r2} \\ 2 h t_i f_{r2} \end{array} \right. \quad (3.71)$$



$$A_{41} = (\text{leg})^2 f_{r2} \quad (3.72)$$



$$A_{43} = (\text{leg})^2 f_{r2} \quad (3.73)$$

El criterio es simple: si la suma de áreas compensatorias es mayor que el área requerida, la abertura está correctamente reforzada y no se requiere de algún elemento adicional.

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} \geq A \quad (3.74)$$

En caso contrario, se incrementa el espesor del cuello de la boquilla para cumplir con la ecuación (3.74) o se añade una placa de refuerzo alrededor de la abertura de tal forma que se cumpla con la ecuación (3.75):

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 \geq A \quad (3.75)$$

Con las áreas modificadas o definidas como sigue:



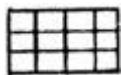
$$A_2 = \text{Min} \begin{cases} 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \\ 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n \end{cases}$$



$$A_{41} = (leg)^2 f_{r3}$$



$$A_{42} = (leg)^2 f_{r4} \quad (3.76)$$



$$A_5 = (D_p - d - 2 t_n) t_e f_{r4} \quad (3.77)$$

El significado de los coeficientes usados en las ecuaciones (3.68) a (3.77) se detalla a continuación:

- D_p = Diámetro exterior de elemento de refuerzo
- d = diámetro de la abertura circular
- $E = 1$, eficiencia de junta para fines de cálculo de t_r y t_{rn}
- $E_1 = 1$, cuando la abertura se sitúe en la placa sólida de la carcasa o tapa.
- $F = 1$, factor de corrección que compensa la variación de los esfuerzos por presión interna en diferentes planos con respecto al eje del recipiente.
- $f_{r1} = S_n/S_v$, cociente entre esfuerzos permisibles de boquilla y recipiente, respectivamente, para la pared de la boquilla inserta en el recipiente. = 1 en caso de que la boquilla no se inserte y se suelde a tope a la pared del recipiente.
- $f_{r2} = S_n/S_v$, cociente entre esfuerzos permisibles de boquilla y recipiente, respectivamente = 1 dado que $S_n = S_v$ pues se fabrican del mismo material (tubería ASTM A106 B)
- $f_{r3} = \min(S_n, S_p)/S_v$
- $f_{r4} = S_p/S_v$, cociente entre esfuerzos permisibles de refuerzo y recipiente, respectivamente.
- h = distancia que se extiende la pared de la boquilla desde la superficie interior del recipiente.
- leg = longitud de pierna de soldadura = 5 mm
- S_n = esfuerzo permisible en la boquilla
- S_p = esfuerzo permisible en la placa de refuerzo
- S_v = esfuerzo permisible en la carcasa del recipiente

- t = espesor de pared especificado de la carcasa. Para tubería, es el espesor nominal.
- t_e = espesor o altura del elemento de refuerzo
- t_i = espesor nominal de la pared de la boquilla inserta en el recipiente
- t_n = espesor nominal de boquilla
- t_r = espesor requerido de carcasa sin costura o tapa de acuerdo con el esfuerzo circunferencial definido por las ecuaciones (3.21) y (3.33) sin sumar el coeficiente de compensación de espesor adicional A y considerando la eficiencia de junta $E = 1$.
- t_{rn} = espesor requerido de pared de boquilla definido por la ecuación (3.21) sin considerar el coeficiente de compensación de espesor adicional A y considerando la eficiencia de junta $E = 1$.

Boquillas en separador centrífugo

En la Figura 3.4 se observa que el recipiente separador requiere tres aberturas en su carcasa para las boquillas de entrada de mezcla, de salida de vapor y de salida de líquido. El diámetro nominal de esas boquillas se calculó en cumplimiento de los requerimientos dados por la metodología de Lazalde-Crabtree.

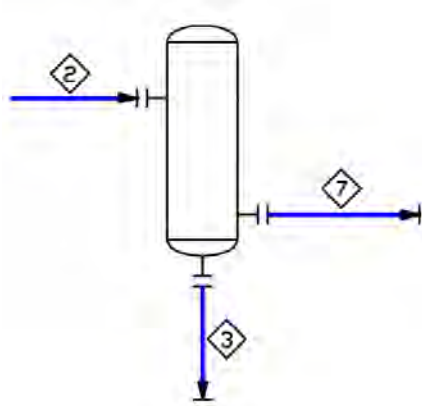


Figura 3.6 Esquema de conexiones a proceso de separador centrífugo

En una primera iteración, se toman los datos de las líneas de tubería 002, 003 y 007 de la Tabla 3.5 para asignarles esas mismas especificaciones de diámetro y espesor a las boquillas. Debe confirmarse entonces que el espesor cumple con ser mayor que el calculado por la ecuación (3.66) y que la abertura en la pared de la carcasa o tapa, según corresponda con la posición de la boquilla (ver Figura 3.6), cumple con el refuerzo requerido.

Del diámetro externo y espesor nominal, se calcula el diámetro interno de la tubería que a su vez es el diámetro de abertura d utilizado en el cálculo de áreas de refuerzo:

$$d = 33.4 - 2 * 3.38 = 26.64 \text{ mm}$$

Luego, el espesor mínimo requerido de boquilla por presión interna (considerando el espesor adicional por corrosión) t_a es el siguiente:

$$t_a = \frac{P_{dis}d}{2(S - 0.6P_{dis})} + A = 2.165 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de pared t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{P_{dis}D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} + A = 2.59 \text{ mm (para boquillas en cuerpo)}$$

$$t_{b1} = \frac{0.885P_{dis}L}{S - 0.1P_{dis}} + A = 3.105 \text{ mm (para boquillas en tapa)}$$

El espesor $t_{b2} = 0$ pues no hay presión externa actuando sobre el separador.

Finalmente, el espesor t_{b3} :

$$t_{b3} = \begin{cases} 2.96 \text{ mm} + A = 4.96 \text{ mm (para boquillas de diámetro NPS 1)} \\ 2.42 \text{ mm} + A = 4.42 \text{ mm (para boquillas de diámetro NPS 0.5)} \end{cases}$$

La determinación del espesor mínimo para las boquillas del separador se resume en la tabla siguiente:

Tabla 3.15 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en separador centrífugo

	BQ-SC-002 BQ-SC-007	BQ-SC-003
t_a	2.165	2.165
t_{b1}	2.590	3.105
t_{b2}	0	0
t_{b3}	4.96	4.96
t_b	2.590	3.105
t_{UG45}	2.590	3.105

Se confirma entonces que el espesor $t_n = 3.38 \text{ mm}$ en las boquillas es suficiente para soportar esfuerzos por presión interna.

Para el cálculo de refuerzos, se empieza por recalcular los espesores requeridos de carcasa y tapa t_r con las condiciones de refuerzo ($E = 1$ y espesor adicional nulo), sin dejar de lado los espesores reales t :

$$\text{(para boquillas en cuerpo)} \left\{ \begin{array}{l} t_r = \frac{P_{dis}D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} = 0.59 \text{ mm} \\ t = 3.05 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\text{(para boquillas en tapas)} \left\{ \begin{array}{l} t_r = \frac{0.885P_{dis}L}{S - 0.1P_{dis}} = 1.105 \text{ mm} \\ t = 3.3 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Sustituyendo en las ecuaciones (3.68) a (3.73) para todas las boquillas se obtienen los resultados mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 3.16 Resumen de cálculo de áreas de refuerzo en boquillas del separador centrífugo

	BQ-SC-002 BQ-SC-007	BQ-SC-003
t_r (mm)	0.59	1.105
t (mm)	3.05	3.3
t_n (mm)	3.38	3.38
d (mm)	26.64	26.64
t_{rn} (mm)	0.165	0.165
F	1	1
f_{r1}	1	1
f_{r2}	1	1
f_{r3}	1	1
h (mm)	0	0
t_i (mm)	0	0
leg (mm)	5	5
E_1	1	1
A (mm ²)	15.729	29.437
A_1 (mm ²)	53.335	58.482
	31.630	29.330
A_2 (mm ²)	49.033	53.057
	54.338	54.338
A_3 (mm ²)	0	0
A_{41} (mm ²)	25	25
$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41}$ (mm ²)	127.368	136.539

Los resultados para las boquillas de BQ-SC-002 y BQ-SC-007 indican que no se requiere algún elemento de refuerzo adicional. Lo mismo sucede para la boquilla de salida de vapor BQ-SC-003, no se requiere refuerzo.

Boquillas en tanque regulador de nivel

Este tanque es el que más boquillas requiere para el proceso, como puede verse en la Figura 3.7: una de entrada de bypass (BQ-TRN-001), dos de entrada de líquido (BQ-TRN-007 y BQ-TRN-006), una de salida de líquido (BQ-TRN-008) y una o dos para la conexión de elementos medidores de nivel que no se indican en la figura (BQ-TRN-MN).

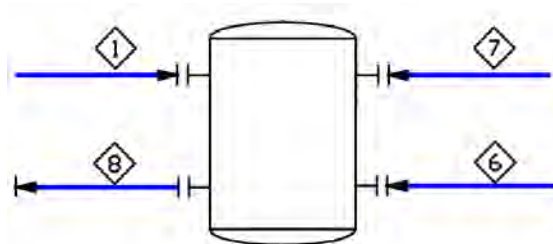


Figura 3.7 Esquema de conexiones de tanque regulador de nivel

En una primera iteración, se toman los datos de las líneas de tubería 001, 006, 007 y 008 de la Tabla 3.5 para asignarles esas mismas especificaciones de diámetro y espesor a las boquillas. Debe confirmarse entonces que el espesor cumple con ser mayor que el calculado por la ecuación (3.66) y que la abertura en la pared de la carcasa (ver Figura 3.7), cumple con el refuerzo requerido.

Del diámetro externo y espesor nominal, se calcula el diámetro interno de la tubería que a su vez es el diámetro de abertura d utilizado en el cálculo de áreas de refuerzo:

$$d = D_{ext} - 2 t_{nom}$$

Luego, el espesor mínimo requerido de boquilla por presión interna (considerando el espesor adicional por corrosión) t_a es el siguiente:

$$t_a = \frac{P_{dis}d}{2(S - 0.6P_{dis})} + A$$

El espesor mínimo de pared t_{b1} se calcula con la ecuación (3.21) para boquillas en cuerpo

$$t_{b1} = \frac{P_{dis}D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} + A$$

El espesor $t_{b2} = 0$ pues no hay presión externa actuando sobre el tanque.

Finalmente, el espesor t_{b3}

$$t_{b3} = \begin{cases} 2.42 \text{ mm} + A = 4.42 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 0.5)} \\ 2.96 \text{ mm} + A = 4.96 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 1)} \\ 3.22 \text{ mm} + A = 5.22 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 1.5)} \\ 3.42 \text{ mm} + A = 5.42 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 2)} \end{cases}$$

La determinación del espesor mínimo para las boquillas se resume en la tabla siguiente:

Tabla 3.17 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque regulador de nivel, iteración 1

	BQ-TRN-001	BQ-TRN-007 BQ-TRN-006	BQ-TRN-008	BQ-TRN-MN
D_{ext}	60.3	33.4	48.3	21.3
t_{nom}	3.91	3.38	3.68	2.77
d (mm)	52.48	26.64	40.94	15.76
t_a	2.324	2.165	2.253	2.097
t_{b1}	4.120	4.120	4.120	4.120
t_{b2}	0	0	0	0
t_{b3}	5.42	4.96	5.22	4.42
t_b	4.120	4.120	4.120	4.42
t_{UG45}	4.120	4.120	4.120	4.120

Se observa que en ninguna boquilla se cumple la condición $t_{nom} > t_{UG-45}$, entonces debe incrementarse el espesor de todas ellas; por conveniencia se pasa a la siguiente cédula de tubería CED 80, excepto para BQ-TRN-010 que pasa a CED 160 (ver Anexo 5 para mayor detalle), y el resultado se observa en la siguiente tabla:

Tabla 3.18 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque regulador de nivel, iteración 2

	BQ-TRN-001	BQ-TRN-007 BQ-TRN-006	BQ-TRN-008	BQ-TRN-MN
D_{ext}	60.3	33.4	48.3	21.3
t_{nom}	5.54	4.55	5.08	4.78
d (mm)	49.22	24.3	38.14	11.74
t_a	2.304	2.150	2.236	2.073
t_{b1}	4.120	4.120	4.120	4.120
t_{b2}	0	0	0	0
t_{b3}	5.42	4.96	5.22	4.96
t_b	4.120	4.120	4.120	4.120
t_{UG45}	4.120	4.120	4.120	4.120

En la segunda iteración, al aumentar el valor nominal de espesor se cumple con el criterio $t_{nom} > t_{UG-45}$, por lo tanto el espesor de las boquillas del tanque regulador de nivel queda determinado por el espesor nominal dado en la Tabla 3.18

Para el cálculo de refuerzos, se empieza por recalcular los espesores requeridos de carcasa t_r con las condiciones de refuerzo ($E = 1$ y espesor adicional nulo), sin dejar de lado el espesor real t :

$$t_r = \frac{P_{dis} D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} = 2.12 \text{ mm}$$

$$t = 6.35 \text{ mm}$$

Sustituyendo en las ecuaciones (3.68) a (3.73) para todas las boquillas se obtienen los resultados mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 3.19 Resumen de cálculo de áreas de refuerzo en boquillas del tanque regulador de nivel

	BQ-TRN-001	BQ-TRN-007 BQ-TRN-006	BQ-TRN-008	BQ-TRN-MN
t_n (mm)	5.54	4.55	5.08	4.78
d (mm)	49.22	24.3	38.14	11.74
t_{rn} (mm)	0.304	0.150	0.236	0.073
F	1	1	1	1
f_{r1}	1	1	1	1
f_{r2}	1	1	1	1
f_{r3}	1	1	1	1
h (mm)	0	0	0	0
t_i (mm)	0	0	0	0
leg (mm)	5	5	5	5
E_1	1	1	1	1
A (mm ²)	104.3	51.5	80.9	24.9
A_1 (mm ²)	208.2	102.8	161.3	49.7
	100.6	92.2	96.7	94.2
A_2 (mm ²)	166.2	139.7	153.8	149.5
	145.0	100.1	123.0	112.5
A_3 (mm ²)	0	0	0	0
A_{41} (mm ²)	25	25	25	25
$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41}$ (mm ²)	378.2	227.9	309.4	231.7

Los resultados de la Tabla 3.19 indican que no se requiere algún elemento de refuerzo adicional en ninguna boquilla o abertura del tanque regulador de nivel pues se cumple la ecuación (3.74)

Refuerzos en tanque de condensado

Este tanque requiere únicamente dos boquillas para el proceso, como puede verse en la Figura 3.8: una de entrada (BQ-TCON-005) y una de salida (BQ-TCON-005A), además de una o dos para la conexión de elementos medidores de nivel que no se indican en la figura (BQ-TRN-011).

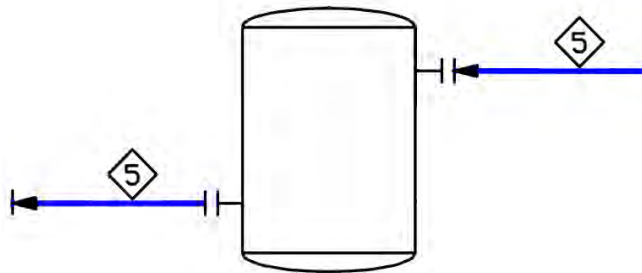


Figura 3.8 Esquema de conexiones de tanque de condensado

En una primera iteración, se toman los datos de la línea de tubería 005 de la Tabla 3.5 para asignarles esas mismas especificaciones de diámetro y espesor a las boquillas. Debe confirmarse entonces que el espesor cumple con ser mayor que el calculado por la ecuación (3.66) y que la abertura en la pared de la carcasa (ver Figura 3.7), cumple con el refuerzo requerido.

Del diámetro externo y espesor nominal, se calcula el diámetro interno de la tubería que a su vez es el diámetro de abertura d utilizado en el cálculo de áreas de refuerzo:

$$d = D_{ext} - 2 t_{nom}$$

Luego, el espesor mínimo requerido de boquilla por presión interna (considerando el espesor adicional por corrosión) t_a es el siguiente:

$$t_a = \frac{P_{dis}d}{2(S - 0.6P_{dis})} + A$$

El espesor mínimo de pared t_{b1} se calcula con la ecuación (3.21) para boquillas en cuerpo

$$t_{b1} = \frac{P_{dis}D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} + A$$

El espesor $t_{b2} = 0$ pues no hay presión externa actuando sobre el tanque.

Finalmente, el espesor t_{b3} :

$$t_{b3} = \begin{cases} 2.96 \text{ mm} + A = 4.96 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 1)} \\ 2.42 \text{ mm} + A = 4.42 \text{ mm} & \text{(para boquillas de diámetro NPS 0.5)} \end{cases}$$

La determinación del espesor mínimo para las boquillas se resume en la tabla siguiente:

Tabla 3.20 Resumen de determinación de espesor mínimo de boquillas en tanque de condensado

	BQ-TCOND-005	BQ-TCOND-MN
	BQ-TCOND-005A	
D_{ext}	33.4	21.3
t_{nom}	3.38	2.77
d (mm)	26.64	15.76
t_a	2.025	2.015
t_{b1}	2.196	2.196
t_{b2}	0	0
t_{b3}	4.96	4.96
t_b	2.196	2.196
t_{UG45}	2.196	2.196

Se observa que el valor nominal de espesor cumple con el criterio $t_{nom} > t_{UG-45}$, por lo tanto el espesor de las boquillas del tanque de condensado queda determinado por el espesor nominal dado en la Tabla 3.20

Para el cálculo de refuerzos, se empieza por recalculer los espesores requeridos de carcasa t_r con las condiciones de refuerzo ($E = 1$ y espesor adicional nulo), sin dejar de lado el espesor real t :

$$t_r = \frac{P_{dis} D_{int}}{2(S - 0.6P_{dis})} = 2.196 \text{ mm}$$

$$t = 6.35 \text{ mm}$$

Sustituyendo en las ecuaciones (3.68) a (3.73) para todas las boquillas se obtienen los resultados mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 3.21 Resumen de áreas de refuerzo en boquillas del tanque de condensado

	BQ-TRN-005	BQ-TRN-011
	BQ-TRN-005A	
t_n (mm)	3.38	2.77
d (mm)	26.64	15.76
t_{rn} (mm)	0.025	0.015
F	1	1
f_{r1}	1	1
f_{r2}	1	1
f_{r3}	1	1
h (mm)	0	0
t_i (mm)	0	0
leg (mm)	5	5
E_1	1	1
A (mm ²)	5.2	3.1
A_1 (mm ²)	163.9	97.0
	119.8	112.2
A_2 (mm ²)	106.5	87.5
	56.7	38.2
A_3 (mm ²)	0	0
A_{41} (mm ²)	25	25
$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41}$ (mm ²)	245.6	175.4

Los resultados de la Tabla 3.21 indican que no se requiere algún elemento de refuerzo adicional en ninguna boquilla o abertura del tanque de condensado pues se cumple la ecuación (3.74)

3.5. Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI)

El resultado final de las memorias de cálculo se resume tanto en las especificaciones (parte de la ingeniería de detalle que va a describirse en el siguiente capítulo) como en un diagrama de tuberías e instrumentación (DTI). Éste último es una versión detallada del DFP que se presentó en el final del diseño termodinámico del proceso (sección 2.4), pero incluye además los siguientes elementos:

- Accesorios primarios de tubería (válvulas, reductores y elementos de protección contra sobrepresiones)
- Líneas de tubería auxiliares y de instrumentación y control.
- Nomenclatura asignada para cada equipo, línea de tubería o de instrumentación, accesorios y elementos de control, según los requerimientos de cada componente.

Existen dos líneas auxiliares importantes. Una que hace un *bypass* entre la salida del intercambiador de calor IC-03-001 y el tanque regulador de nivel RP-03-002 para propiciar una recirculación del fluido de trabajo en el IC y así alcanzar las condiciones de presión y temperatura sin necesidad de que el fluido haga el recorrido de todo el proceso. La otra línea auxiliar va de la salida de vapor del separador RP-03-001 hacia el condensador IC-05-001 para evitar que el fluido pase por la turbina TU-04-001 fuera de las condiciones adecuadas que la turbina necesita. Ambas líneas poseen las especificaciones de la línea de la que se derivan y dejan de funcionar una vez que el estado transitorio de proceso termine.

El detalle del DTI del ciclo se puede consultar en el Anexo 4.

4. Ingeniería de detalle

4.1. Especificación de tuberías y accesorios

Las especificaciones de tubería se dividen en clases que, de acuerdo con su nomenclatura, especifican el material de construcción, la clase de bridas, los valores de temperatura y presión máximos, el tamaño de tubería y el tipo de servicio para el cual han sido diseñadas, además de otras especificaciones determinadas en las secciones 3.2 y 3.3. El DTI funciona como base de apoyo en la determinación de los tipos de accesorios que las líneas de servicio requieren (bridas, reducciones, tees, weldolet) para las diversas conexiones de instrumentación, líneas auxiliares y drenes.

En las siguientes tablas se enlistan todas las especificaciones de tubería y accesorios. La Tabla 4.1 resume las principales características de todas las clases de tubería utilizadas en el proyecto, incluyendo la clase 1C1 que se utiliza en el emulador geotérmico; de la Tabla 4.2 a la Tabla 4.5 se detallan las especificaciones de cada clase por tipo de elemento que la conforma, describiendo todos los tamaños, cédulas, tipo de extremo/conexión, y estándares de material y diseño ANSI/ASTM/ASME; todo en concordancia con el código ASME B31.1.

Tabla 4.1 Resumen de clases de tubería

Clase de Tub.	Material de Tub.	Clase de Brida	Presión de Diseño (bar)	Temperatura de diseño (°C)	Rango de Diámetro	SERVICIOS
1C1	Acero al Carbono	150	5	200	25-50	Aceite Térmico
1C2	Acero al Carbono	150	3	75	25-65	R245fa vapor y líquido
1C3	Acero al Carbono	150	15	105	25-40	R245fa vapor, líquido y bifásico
3C1	Acero al Carbono	300	32	145	25-50	R245fa líquido

Tabla 4.2 Detalle de especificaciones de clase 1C1 de tubería

Condiciones de Diseño		Temperatura de diseño:		Máx: 200°C	Clase 1C1
		Presión de diseño:		Máx: 5 bar	
Código: ASME B31.1		Cédula: STD		Material: Acero al Carbono	
Ítem	Diámetro	Cédula	Extremos	Descripción	
Tubería	25	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A53-B	
	32	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A53-B	
	50	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A53-B	
Accesorios					
Codo 90 LR	25-50	STD	Soldados	ASME B16.5, ASTM A234-WPB	
Tee	25	STD	Soldados	ASME B16.5, ASTM A234-WPB	
Reducción conc	25, 32, 50	STD	Soldados	ASME B16.5, ASTM A234-WPB	
Bridas					
Slip-on	25-50	CL 150	RF	ASME B16.5, ASTM A105	

Tabla 4.3 Detalle de especificaciones de clase 1C2 de tubería

Condiciones de Diseño		Temperatura de diseño:		Máx: 75°C	Clase 1C2
		Presión de diseño:		Máx: 3 bar	
Código: ASME 31.1		Cédula: STD		Material: Acero al Carbono	
Ítem	Diámetro	Cédula	Extremos	Descripción	
Tubería	25	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	32	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	50	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	65	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
Accesorios					
Codo 90 LR	25, 65	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Tee	25, 65	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Tee red	65x25,	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Reducción conc	25x15	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
	50x25,				
	65x50,				
Elbolet	32x25	CL 3000	Roscados	MSS SP-97, ASTM A105	
	15				
Bridas					
Slip-on	25, 65	CL 150	RF	ASME B16.5, ASTM A105	
SAE	32	CL 3000	Soldados	ISO 6162-1, ASTM A105*	

Tabla 4.4 Detalle de especificaciones de clase 1C3 de tubería

Condiciones de Diseño		Temperatura de diseño:	Máx: 105°C		Clase 1C3
		Presión de diseño:	Máx: 15 bar		
Código: ASME 31.1		Cédula: STD	Material: Acero al Carbono		
Ítem	Diámetro	Cédula	Extremos	Descripción	
Tubería	25	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	32	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	40	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
	50	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B	
Accesorios					
Codo 90 LR	25-50	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Tee	25-50	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Tee red	25x15,	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
Reducción conc	40x15	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB	
	50x25,				
	50x40,				
Elbolet	32x25	CL 3000	Roscados	MSS SP-97, ASTM A105	
	15				
Bridas					
Slip-on	25, 40	CL 150	RF	ASME B16.5, ASTM A105-A	
Slip-on	50	CL 300	RF	ASME B16.5, ASTM A105-A	
SAE	32, 50	CL 3000	Soldados	ISO 6162-1, ASTM A105	

Tabla 4.5 Detalle de especificaciones de clase 3C1 de tubería

Condiciones de Diseño		Temperatura de diseño:	Máx: 145°C	Clase 1C1
		Presión de diseño:	Máx: 32 bar	
Código: ASME 31.1		Cédula: STD	Material: Acero al Carbono	
Ítem	Diámetro	Cédula	Extremos	Descripción
Tubería	25	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B
	40	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B
	50	STD	-	SMLS (E=1), ASME 31.1, ASTM A106-B
Accesorios				
Codo 90 LR	25-40	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB
Tee	25-40	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB
Tee red	50x25,	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB
Reducción conc	40x15	STD	Soldados	ASME B16.9, ASTM A234-WPB
Elbolet	50x40, 40x25, 15	CL 3000	Roscados	MSS SP-97, ASTM A105
Bridas				
Slip-on	25, 50	CL 150	RF	ASME B16.5, ASTM A105-A
SAE	50	CL 3000	Soldados	ISO 6162-1, ASTM A105

4.2. Especificaciones de equipos

Las especificaciones de los equipos diseñados en el capítulo anterior son, en esencia, resumen los resultados del dimensionamiento, pero se añaden las condiciones de diseño (presión, temperatura y caída de presión según aplique) y otras características consideradas importantes para la fabricación o manufactura (las cuales se seleccionaron y adecuaron a cada equipo según los requerimientos de proceso). Aunado a lo anterior, se realizó un modelo 3D de cada equipo en el software de diseño mecánico CAD SolidWorks®²⁷ con el fin de verificar los parámetros de tamaño de cada equipo en caso de requerir más de una configuración o modificaciones y así facilitar la generación de planos constructivos 2D, una de las principales metas de este trabajo.

4.2.1. Placa de orificio

Especificaciones

Las especificaciones constructivas de la placa de orificio se basan en la Tabla 3.8. Se añaden apartados de sus condiciones de diseño, el proceso de manufactura y acabado del material. Se especifican dos placas para construcción, según la correlación de cálculo, para manufacturar ambas y probar experimentalmente la efectividad de cada una.

²⁷ Número de licencia SolidWorks Standard Research 9000 0162 2493 0532 9B6V 2RG7.

Tabla 4.6 Especificaciones constructivas de placa de orificio

		Correlación James	Correlación Benjamin	
β	Relación de diámetros	0.3166	0.702	
d_o	Diámetro de orificio	16.61	36.84	mm
E	Espesor de placa	2.175	1.853	mm
e	Espesor de placa antes de bisel	1.0	1.0	mm
α	Ángulo de bisel	45°	45°	
Otras especificaciones				
Condiciones de diseño	Presión:	31.12 bar		
	Temperatura:	145°C		
	Caída de Presión:	15.12 bar		
Material	Placa de acero inoxidable tipo 304			
Proceso de manufactura	Maquinado CNC			
Acabado	Laminado			

Modelo CAD 3D

La tabla de especificaciones es la base para el diseño asistido por computadora de la pieza que debe manufacturarse. Se modelaron las dos configuraciones de placa para verificar sus dimensiones y distribución de espacio para el orificio principal en la placa. Los detalles de las dimensiones de la placa en cada configuración se pueden consultar en el Anexo 12



Figura 4.1 Modelo CAD 3D de placa de orificio

A la izquierda, configuración por correlación de James; a la derecha, configuración por correlación de Benjamin

4.2.2. Separador centrífugo de flujo bifásico

Especificaciones

Las especificaciones del separador centrífugo están dadas por el dimensionamiento básico de la sección 3.4.2. Se añaden apartados para especificar sus condiciones de diseño (presión, temperatura y caída de presión), y el material y proceso de fabricación.

Tabla 4.7 Especificaciones constructivas de separador centrífugo

Dimensiones			
D_t	Diámetro de entrada	26.64	mm
D	Diámetro de cuerpo	95.5	mm
D_e	Diámetro de salida de vapor	26.64	mm
D_b	Diámetro de salida de líquido	26.64	mm
α	Longitud (Figura 3.2)	3.996	mm
β	Longitud (Figura 3.2)	93.24	mm
z	Longitud (Figura 3.2)	146.52	mm
t_{cuerpo}	Espesor de cuerpo cilíndrico	3.05	mm
t_{tapa}	Espesor de tapa toriesférica	3.347	mm
Otras especificaciones			
Condiciones de diseño	Presión:	13.17 bar	
	Temperatura:	105°C	
	Caída de Presión:	4.72 bar	
Material	Cuerpo:	tubería de acero ASTM A106 B	
	Tapas:	placa de acero ASTM A516 °60	
Proceso de manufactura		Rolado de tapas	
		Soldadura a tope en uniones	

Modelo CAD 3D

En la Figura 4.2 se presenta el modelo 3D con un corte seccional que permite observar la configuración interior del separador. La boquilla bridada izquierda (BQ-SC-007) corresponde a la salida de líquido separado; la boquilla bridada inferior (BQ-SC-003), que se extiende hacia el interior casi hasta la tapa superior del recipiente, corresponde a la salida del vapor separado; finalmente, la boquilla derecha (BQ-SC-002) corresponde a la entrada de flujo bifásico, esta boquilla no está bridada porque se pretende hacer una conexión soldada al proceso directamente a una brida porta-placa de orificio, además se observa el arreglo de entrada tangencial para favorecer el efecto centrífugo de separación. Todas las bridas son de la clase apropiada según los cálculos de la sección 3.3.1. Para mayor referencia, el detalle del separador se puede observar en el plano constructivo del Anexo 13.

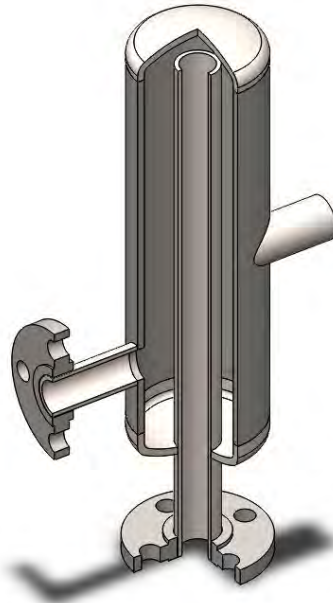


Figura 4.2 Modelo CAD 3D de separador centrífugo

4.2.3. Tanque regulador de nivel

Especificaciones

Las especificaciones del tanque regulador de nivel se basan en el dimensionamiento básico de la sección 3.4.4. Se añaden apartados para especificar sus condiciones de diseño (presión y temperatura), y el material de fabricación.

Tabla 4.8 Especificaciones constructivas de tanque regulador de nivel

V_{dis}	Volumen de diseño	37.0	Litros
D_{ext}	Diámetro exterior de cuerpo	355.6	mm
h	Altura de cuerpo	401	mm
t_{cuerpo}	Espesor de cuerpo	6.35	mm
t_{tapa}	Espesor de tapa toriesférica	7.21	mm
L_{tapa}	Radio de corona toriesférica	355.6	mm
r	Radio de rodilla toriesférica	21.3	mm
Otras especificaciones			
Condiciones de diseño	Presión:	13.17 bar	
	Temperatura:	105°C	
Material	Cuerpo:	tubería de acero ASTM A106 B	
	Tapas:	placa de acero ASTM A516 °60	
Proceso de manufactura		Rolado de tapas	
		Soldadura a tope en uniones	

Modelo CAD 3D

En la Figura 4.3 se presenta el modelo 3D del tanque regulador de nivel. Es el recipiente con el mayor número de conexiones a proceso, todas ellas bridadas, y a continuación se enlistan. La boquilla BQ-TRN-007 corresponde a la entrada de líquido proveniente del separador centrífugo; la boquilla BQ-TRN-001 es la entrada del *bypass* que proviene de IC-03-001; la boquilla BQ-TRN-008 es la salida del líquido mezclado de todas las corrientes entrantes; la boquilla BQ-TRN-006 corresponde a la entrada de líquido de la bomba de condensado BA-05-001; en la parte trasera se observa la boquilla BQ-TRN-MN para conexión de dispositivos medidores de nivel; y en la parte superior se encuentra la boquilla BQ-TRN-VA para conexión de válvula de alivio.

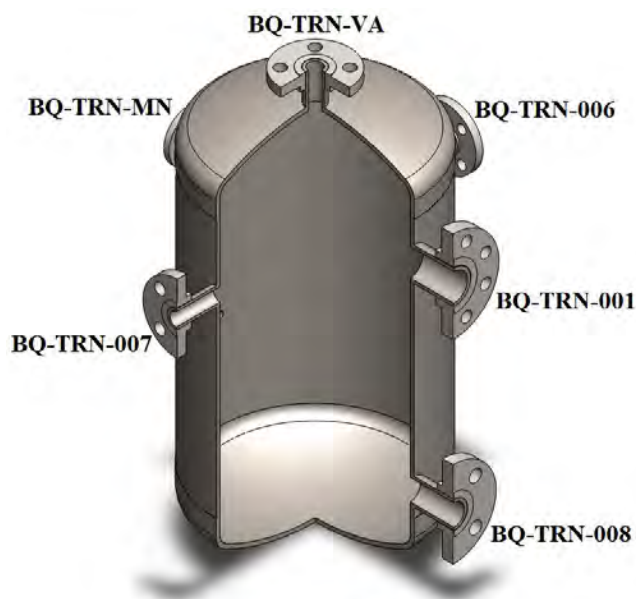


Figura 4.3 Modelo CAD 3D de tanque regulador de nivel

4.2.4. Tanque de condensado

Especificaciones

Las especificaciones del tanque de condensado se basan en la Tabla 3.13 que resume el dimensionamiento básico. Se añaden además apartados para especificar sus condiciones de diseño (presión, temperatura y caída de presión), y el material de fabricación.

Tabla 4.9 Especificaciones constructivas de tanque de condensado

V_{dis}	Volumen de diseño	11.1	Litros
D_{ext}	Diámetro exterior de cuerpo	219.1	mm
h	Altura de cuerpo	332	mm
t_{cuerpo}	Espesor de cuerpo	6.35	mm
t_{tapa}	Espesor de tapa toriesférica	2.68	mm
L_{tapa}	Radio de corona toriesférica	219.1	mm
r	Radio de rodilla toriesférica	13.1	mm
Otras especificaciones			
Material	Cuerpo: tubería de acero ASTM A106 B Tapas: placa de acero ASTM A516 °60		
Proceso de manufactura	Rolado de tapas Soldadura a tope en uniones		

Modelo CAD 3D

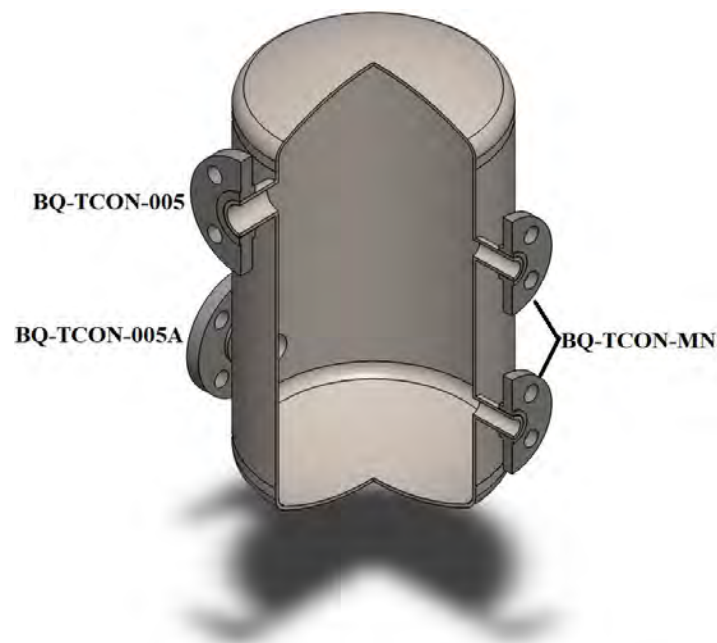


Figura 4.4 Modelo CAD 3D de tanque de condensado

4.3. Propuesta de sistema de tuberías

Una vez reunidas todas las especificaciones de los equipos principales y sistemas de tuberías, el siguiente paso es el acoplamiento de todos ellos, de tal modo que se cumpla el diagrama de tuberías e instrumentación del proceso. A continuación, se propone una manera de montar los sistemas del CBEI. La idea principal es tener un módulo de máximo 2 metros de lado; la distribución espacial se realiza en tres niveles. El nivel superior del módulo es netamente del

sistema de generación de vapor y se ubican en él el intercambiador IC-03-001, la placa de orificio PO-03-001, el separador centrífugo RP-05-001 y el tanque regulador de nivel RP-03-002; el nivel medio corresponde al sistema de generación eléctrica con el grupo turbina-generador y la conexión entre el nivel medio y el nivel inferior la realiza el condensador IC-05-001; éste último nivel posee equipos del sistema de condensación como el tanque de condensado RP-05-001 y la bomba de condensado BA-05-001, además de la bomba de alimentación del sistema de generación de vapor BA-03-001 que por sus características requiere estar en un anclaje firme.

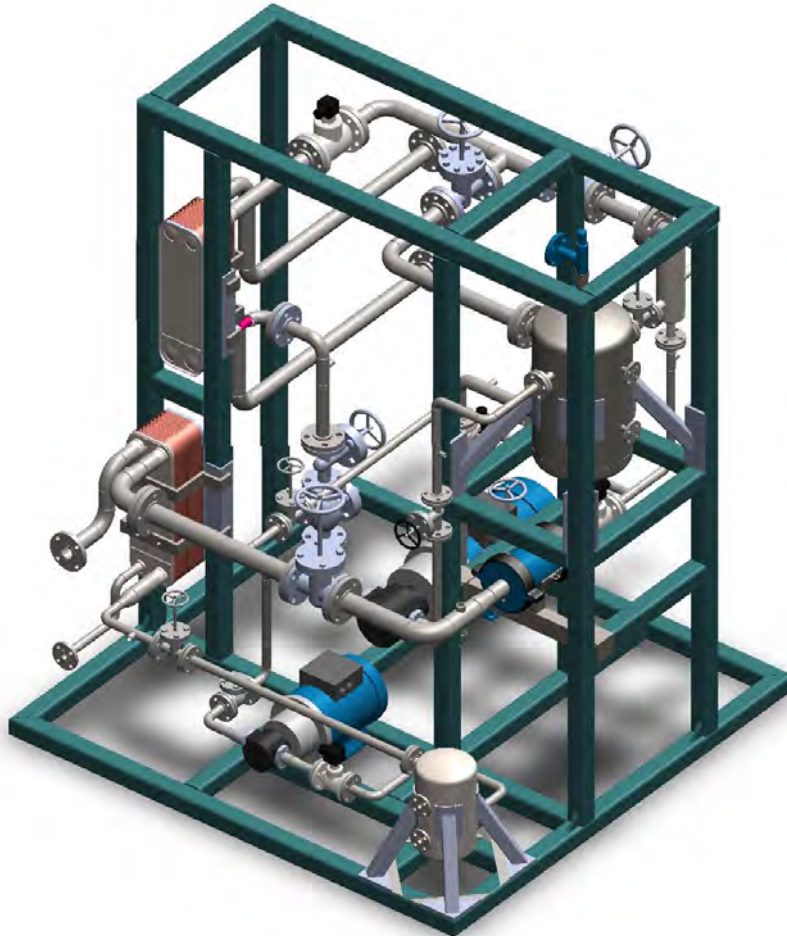


Figura 4.5 Propuesta de sistema de tuberías y soporte del CBEI10

Este arreglo posee los elementos básicos de los sistemas de tuberías considerados en la ingeniería básica: codos, tees, reducciones, bridas y válvulas, es decir, el arreglo es dimensionalmente funcional. Sin embargo, carece de un análisis de flexibilidad que permita conocer su respuesta ante las diversas cargas a las que puede estar sometido.

Una vez que se valida la propuesta, el paso siguiente en la documentación es la generación de planos constructivos, especificaciones de construcción y montaje y listas de materiales.

Conclusiones

El objetivo del presente trabajo tuvo un enfoque técnico, sin embargo, se puso en contexto la tecnología ORC en México y el mundo como manera de justificación de la labor que el grupo iiDEA lleva a cabo en esta línea de investigación. Se concluye que, en el mundo, las aplicaciones de los ciclos binarios son tres principalmente: la industria geotérmica, el aprovechamiento de calor de desecho en industria y, en menor medida, la biomasa. En México nunca se siguió alguna tendencia en ese sentido y es por ello que el desarrollo de este tipo de proyectos de investigación es importante para generar conocimiento, tecnología y experiencia en general.

Se describieron los procesos termodinámicos generales involucrados en el CBEI y se presentó una alternativa de evaluación del desempeño del ciclo: en lugar de comparar contra el ciclo de Carnot, se comparó contra un ciclo triangular, el cual se adecua mejor a las características termodinámicas de un ORC. Se calcularon varios parámetros importantes mediante un análisis de primera ley de la termodinámica y una posterior optimización para el caso de estudio con fluido caliente a 150°C y 5 bar: se obtuvo la presión de separación óptima de 13.17 bar para la máxima generación de potencia neta. A partir de esa presión se determinaron la eficiencia térmica del ciclo de 3.31% y la eficiencia térmica relativa respecto a la eficiencia triangular de 20.8% (superior a la relativa respecto al ciclo de Carnot de 11.2%, considerando 25°C de sumidero frío).

Se cumplió con el objetivo de diseñar los equipos restantes del CBEI que no habían sido considerados en etapas anteriores de ingeniería, cada uno con las diversas metodologías que exige su naturaleza y todos bajo criterios normalizados de asociaciones tales como ASME en el caso de recipientes y tuberías a sometidos a presión, válvulas, bridas y accesorios de tubería, según sus códigos aplicables, o bien bajo criterios y recomendaciones ISO en el caso de la placa de orificio para *flasheo* del fluido de trabajo.

El separador centrífugo de flujo bifásico se diseñó siguiendo la metodología ampliamente utilizada en la industria geotérmica, propuesta por Lazalde-Crabtree, en la cual se consideran aspectos muy específicos del fluido de trabajo, de tal manera, generalizar a un fluido diferente del agua geotérmica no es complicado; por tanto, el diseño básico se considera válido. A partir de ese diseño, el de detalle no presentó dificultades significativas: se generaron los planos constructivos a partir de un modelo CAD 3D y las especificaciones constructivas del equipo.

El diseño de placa de orificio para provocar evaporación *flash*, por otra parte, es una primera aproximación del diseño final. Como lo dice el propio autor de la metodología para diseño de estos dispositivos, Lazalde-Crabtree: el diseño está condicionado a prueba y error en muchas ocasiones. Y este problema puede acentuarse en este proyecto al trabajar con un fluido orgánico de características diferentes de las de un fluido geotérmico; el hecho de tener dos configuraciones de placa muy diferentes entre sí habla de posibles problemas en el dimensionamiento básico. A pesar de estos inconvenientes, se generaron también los planos

constructivos y especificaciones de dos placas de orificio para su fabricación con la intención de probarlos y tener datos para una posible reingeniería.

Los recipientes a presión, tanto el regulador de nivel como el de condensado, se diseñaron partiendo de un volumen aproximado cada uno. El diseño fue llevado a cabo satisfactoriamente, y el de detalle probablemente requiera la intervención del contratista de manufactura para posibles recomendaciones que faciliten su construcción en relación con espesores, espaciado de conexiones bridadas e instalación de dispositivos de seguridad contra sobrepresión. Todos los recipientes a presión, incluyendo el separador centrífugo, se diseñaron con criterios de refuerzo en boquillas que no incluyeron efectos de cargas por momentos y fuerzas recibidas de las tuberías de interconexión entre equipos.

El sistema de tuberías propuesto en la parte final del capítulo 4 es una versión muy limitada del posible arreglo final y está fuera del alcance de este trabajo. Aunque se tomó en cuenta el diseño básico de conexiones bridadas y de esfuerzo por presión interna, requiere de un análisis de flexibilidad que tome en cuenta las demás cargas por flexión debido al peso y temperatura para poder diseñar la estructura de soporte y los refuerzos de las boquillas de todos los equipos.

Trabajo futuro

El presente trabajo significó muchas tareas de cálculo, diseño y redacción de informes. Se inició con la sistematización de estas tareas para la realización de este trabajo mediante hojas de cálculo interrelacionadas con los diversos procedimientos y software especializado de diseño, sin embargo, se requiere la integración de ellas para realizarlas lo más automáticamente posible en caso de requerirse correcciones y modificaciones en algún paso de ingeniería y ahorrar cantidades importantes de tiempo previo a la ejecución de los proyectos del grupo iiDEA.

El diseño de placas de orificio para *flasheo* debe estudiarse con detenimiento para encontrar una metodología más adecuada que la de Lazalde-Crabtree o ISO para las condiciones del fluido de trabajo del CBEI. Esta tarea debería abarcar herramientas como la dinámica de fluidos computacional con algún tipo de experimentación.

La validación de la propuesta de tuberías del ciclo queda pendiente para realizarse cuidadosamente con el fin de evaluar las mejores formas de soporte y estructura de carga del módulo, y verificar las cargas (momentos y fuerzas) en tuberías, boquillas de equipos y conexiones bridadas para evitar sobrecargarlas y que se pongan en riesgo la operación y la integridad del personal que opere los sistemas.

Anexos

Anexo 1. Hoja de cálculo de ciclo termodinámico

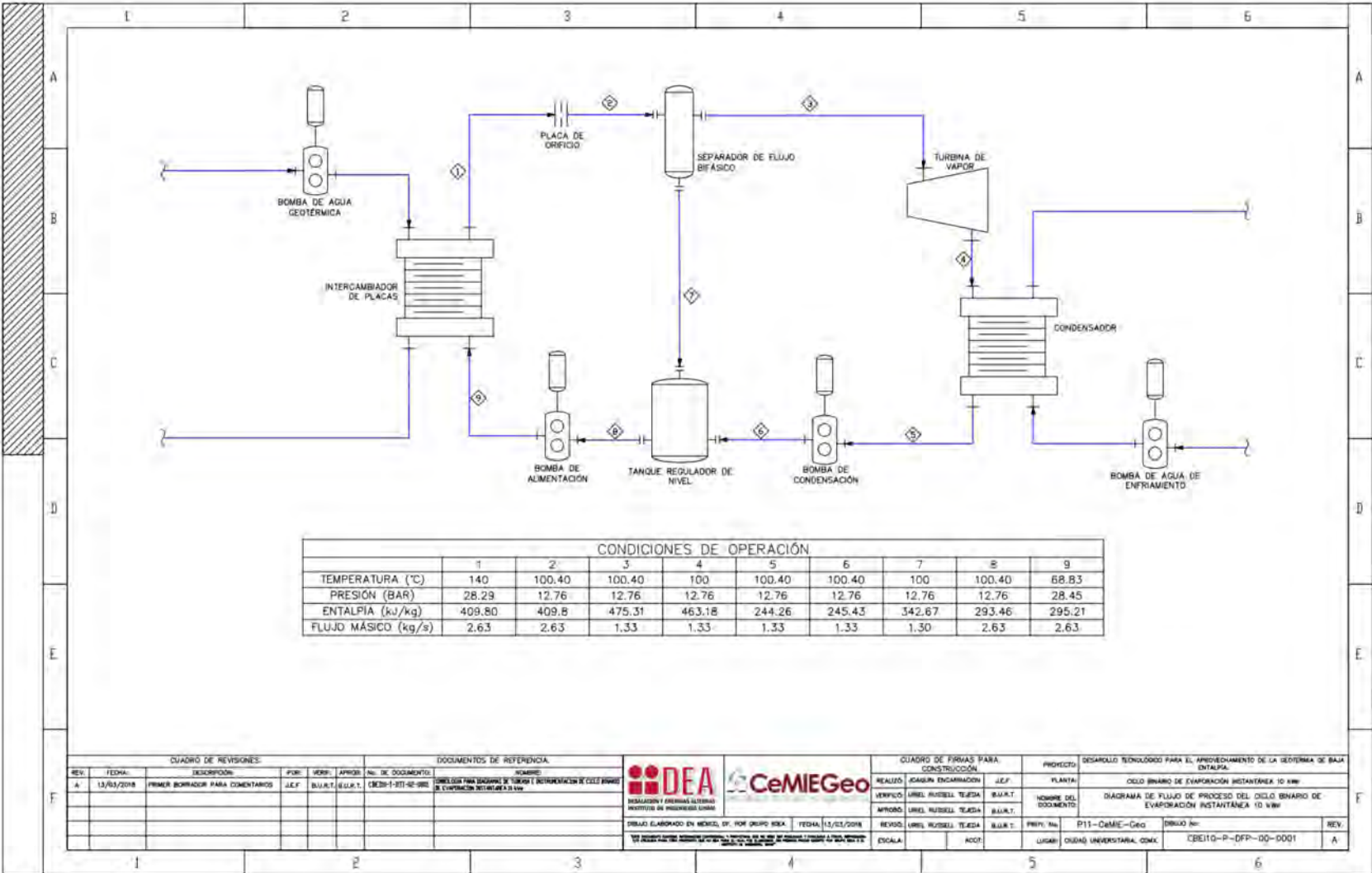
Propiedad	Recurso Geotérmico				Ciclo Rankine Orgánico										Agua de Enfriamiento					
	G1	G2	G3		1	2	3	4	5	6s	6	7	8	9a	9	E1	E2	E3	E4	
Temperatura [C]	150.00	150.01	150.01	114.698	140.00	101.63	101.83	47.68	68.75	33.65	34.26	34.51	101.83	69.20	70.01	70.38	25.00	25.00	25.00	30.00
Presión [bar]	5.000	5.000	5.000	28.29	13.17	13.17	2.20	2.20	2.035	1.33	1.33	1.33	13.17	13.17	13.17	28.45	1.00	1.17	1.17	1.00
Flujo Másico [kg/s]	2.000	2.000	2.000	2.63	2.63	2.63	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1085.58	1211.37	1217.36	2.63	997.05	13.98	13.98	13.98
Densidad [kg/m3]	917.021	917.044	917.044	847.515	140.60	76.13	11.85	10.92	1314.15	1316.89	1316.21	1316.21	1085.58	1211.37	1217.36	1216.26	997.05	997.05	997.05	865.05
Calidad (%)	0%	0%	0%	0%	50.8%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Entalpia [kJ/kg]	632.194	632.260	632.285	481.372	409.80	439.60	475.31	463.18	244.26	245.11	245.43	245.43	342.67	293.46	294.72	285.21	104.919	104.935	104.942	125.621
Entropia [kJ/kgK]	1.842	1.842	1.842	4.910	1.00	1.02	1.79	1.52	1.15	1.15	1.15	1.14	1.44	1.30	1.30	1.30	0.37	0.37	0.37	0.44
Entropia [kJ/kgK]	151.851	152.143	152.149	151.851	140.20	101.83	101.83	38.13	33.85	33.85	33.85	101.83	101.83	101.83	140.32	14.81	18.09	18.09	14.81	
Bomba de alimentación [kW]																				
Turbina [kW]																				
Generadores [kW]																				
Interconmutadores [kW]																				
				16.17	Bomba de alimentación 4.625										3.31% de eficiencia bruta					
				10.00											361.83					
Balanza de energía																				
Qent = 501.825 kW Tsal - TE3 = 3.850 °C																				
Qsal = 251.825 kW Wnet calor = 10.00 kW																				
Wl = 16.1715 kW Wnet trab = 10.00 kW																				
Whc = 1.5687 kW fl_Bh = 3.37%																				
Wbe = 4.8046 kW fl_máx_C = 29.5%																				
Wbg = 0.3212 kW fl_máx_TRI = 17.3%																				
Wbg = 0.1617 kW fl_nel = 19.1%																				
Para construcción de gráficos de optimización																				
Punto = 2.2																				
Pstp = 13.17 X2 = 50.0%																				
Wrebo = 10.000 Wba = 1.567 Wbe = 4.605 Wbg = 0.3212 Eficiencia = 3.31%																				
Datos de Equipos																				
Eficiencia de bombas 72%																				
Eficiencia de turbina 37%																				
ΔP IC-Hot [bar] 0.6																				
ΔP IC-Cold [bar] 0.165																				
Presión IC [°C] -10																				
Eficiencia Bomba IT 72%																				
ΔP COND-Hot [bar] 0.165																				
ΔP COND-Cold [bar] 0.165																				
Presión COND [bar] 1.34																				
ΔT Tone Enf																				
Fluidos y unidades																				
Recurso Geotérmico water																				
Fluido de Trabajo R245fa																				
Sistema de enfriamiento water																				
Sistema de unidades C																				
Presión de condensación mínima																				
PS min 1.76 bar																				
PM min 1.34 bar																				

Anexo 2. Datos de optimización de CBEI

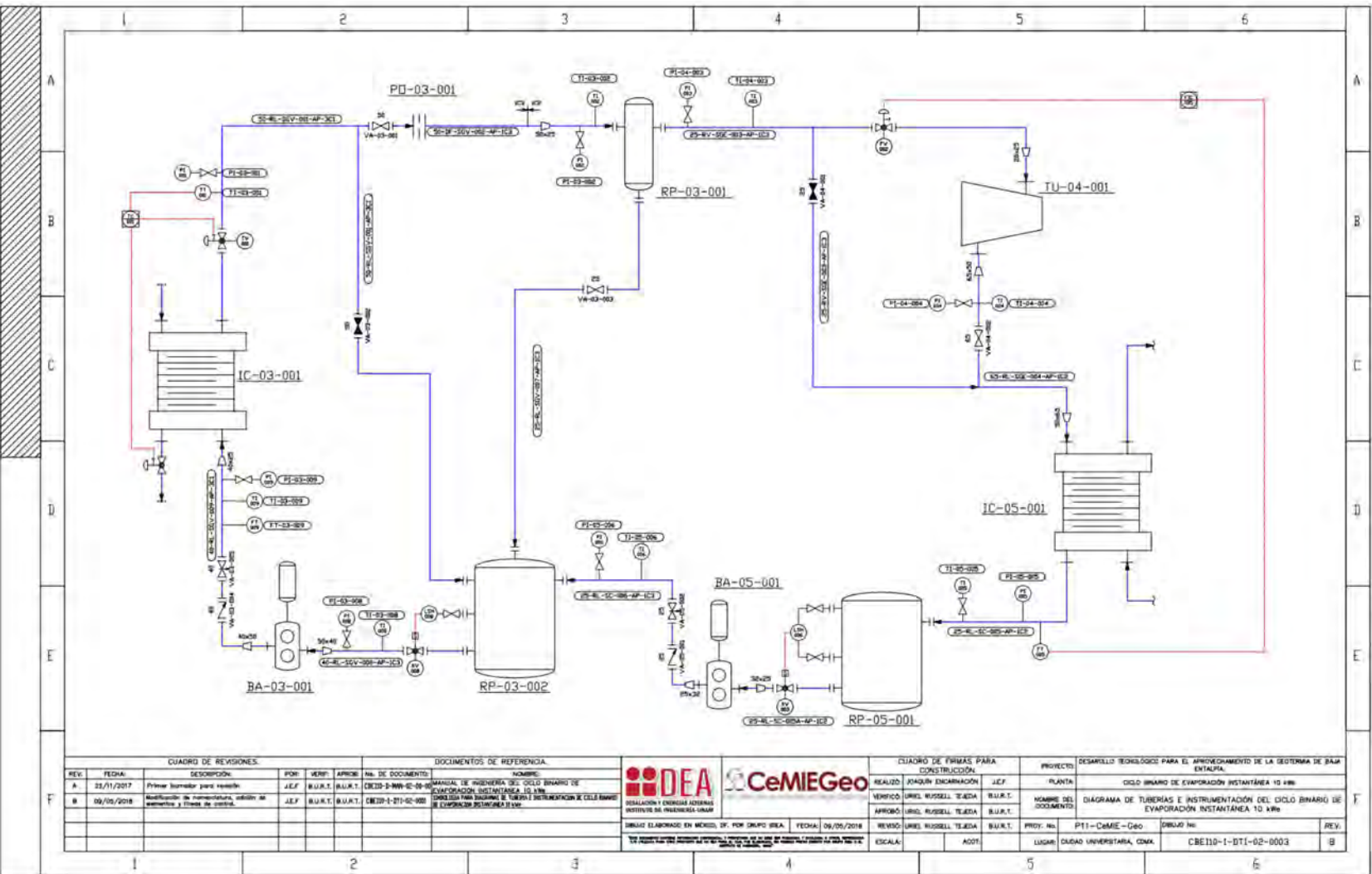
P_{sep} bar	x_2	\dot{W}_{net} kW	η_{th}	η_{th}^C	η_{th}^{TRI}	η_{rel}
3.9	80.2%	0.262	0.17%	27.4%	15.9%	1.05%
4.0	79.7%	0.383	0.24%	27.4%	15.9%	1.53%
4.5	77.7%	0.929	0.60%	27.4%	15.9%	3.77%
5.0	75.8%	1.389	0.91%	27.4%	15.9%	5.70%
5.5	73.9%	1.782	1.18%	27.4%	15.9%	7.41%
6.0	72.2%	2.117	1.42%	27.4%	15.9%	8.93%
6.5	70.4%	2.406	1.64%	27.4%	15.9%	10.29%
7.0	68.8%	2.654	1.83%	27.4%	15.9%	11.53%
7.5	67.2%	2.868	2.01%	27.4%	15.9%	12.65%
8.0	65.6%	3.052	2.18%	27.4%	15.9%	13.68%
8.5	64.1%	3.209	2.33%	27.4%	15.9%	14.62%
9.0	62.6%	3.343	2.47%	27.4%	15.9%	15.50%
9.5	61.1%	3.456	2.59%	27.4%	15.9%	16.30%
10.0	59.6%	3.549	2.71%	27.4%	15.9%	17.06%
10.5	58.1%	3.626	2.82%	27.4%	15.9%	17.76%
11.0	56.7%	3.687	2.93%	27.4%	15.9%	18.41%
11.5	55.3%	3.733	3.03%	27.4%	15.9%	19.03%
12.0	53.9%	3.766	3.12%	27.4%	15.9%	19.61%
12.5	52.5%	3.787	3.21%	27.4%	15.9%	20.15%
13.0	51.1%	3.796	3.29%	27.4%	15.9%	20.66%
13.5	49.7%	3.794	3.36%	27.4%	15.9%	21.15%
14.0	48.3%	3.782	3.44%	27.4%	15.9%	21.60%
14.5	46.9%	3.761	3.51%	27.4%	15.9%	22.04%
15.0	45.5%	3.730	3.57%	27.4%	15.9%	22.45%
15.5	44.1%	3.690	3.63%	27.4%	15.9%	22.84%
16.0	42.7%	3.642	3.69%	27.4%	15.9%	23.21%
16.5	41.3%	3.586	3.75%	27.4%	15.9%	23.56%
17.0	39.9%	3.522	3.80%	27.4%	15.9%	23.89%
17.5	38.4%	3.450	3.85%	27.4%	15.9%	24.21%
18.0	37.0%	3.370	3.90%	27.4%	15.9%	24.51%
18.5	35.5%	3.284	3.95%	27.4%	15.9%	24.80%
19.0	34.1%	3.189	3.99%	27.4%	15.9%	25.08%
19.5	32.6%	3.088	4.03%	27.4%	15.9%	25.33%
20.0	31.1%	2.980	4.07%	27.4%	15.9%	25.58%
20.5	29.6%	2.864	4.11%	27.4%	15.9%	25.81%
21.0	28.0%	2.741	4.14%	27.4%	15.9%	26.03%
21.5	26.4%	2.610	4.17%	27.4%	15.9%	26.24%
22.0	24.8%	2.472	4.21%	27.4%	15.9%	26.43%
22.5	23.2%	2.327	4.23%	27.4%	15.9%	26.62%

23.0	21.5%	2.174	4.26%	27.4%	15.9%	26.78%
23.5	19.7%	2.012	4.28%	27.4%	15.9%	26.93%
24.0	18.0%	1.842	4.31%	27.4%	15.9%	27.07%
24.5	16.2%	1.664	4.32%	27.4%	15.9%	27.18%
25.0	14.3%	1.476	4.34%	27.4%	15.9%	27.27%
25.5	12.3%	1.279	4.35%	27.4%	15.9%	27.33%
26.0	10.3%	1.071	4.35%	27.4%	15.9%	27.35%
26.5	8.2%	0.853	4.34%	27.4%	15.9%	27.29%
27.0	6.1%	0.623	4.31%	27.4%	15.9%	27.08%
27.5	3.8%	0.381	4.21%	27.4%	15.9%	26.48%
28.0	1.4%	0.126	3.75%	27.4%	15.9%	23.55%

Anexo 3. Diagrama de Flujo de Proceso (DFP)



Anexo 4. Diagrama de tuberías e instrumentación (DTI)



CUADRO DE REVISIONES.				DOCUMENTOS DE REFERENCIA.				CUADRO DE FIRMAS PARA CONSTRUCCION				PROYECTO							
REV.	FECHA.	DESCRIPCION.	FOR.	VERIF.	APROB.	NAL. DE DOCUMENTO.	NOMBRE.	REALIZO	VERIFICO	APROBO	REVISO	ESCALA.	PROY. No.	LUGAR	DESARROLLO TECNOLÓGICO PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA GEOTERMA DE BAJA ENTALPIA.	PLANTA	CICLO BINARIO DE EVAPORACION INSTANTANEA 10 kwh	NOMBRE DEL DOCUMENTO	DIAGRAMA DE TUBERIAS E INSTRUMENTACION DEL CICLO BINARIO DE EVAPORACION INSTANTANEA 10 kwh
A	22/11/2017	Primer borrador para revisión	JEF	B.U.R.T.	B.U.R.T.	CBE10-1-02-00-000	MANUAL DE INGENIERIA DEL CICLO BINARIO DE EVAPORACION INSTANTANEA 10 kwh	DEA	CeMIEGeo	JEF	B.U.R.T.	06/05/2018	P11-CeMIE-Geo	Ciudad Universitaria, CDMX					
B	09/05/2018	Modificación de nomenclatura, edición de detalles y firma de control.	JEF	B.U.R.T.	B.U.R.T.	CBE10-1-02-00-000	MANUAL DE INGENIERIA DEL CICLO BINARIO DE EVAPORACION INSTANTANEA 10 kwh												

Anexo 5. Diámetros y espesores nominales de tubería de acero

Table 1 Dimensions and Weights of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
1	1.315	0.065	0.87	...	5	25	33.4	1.65	1.29
1	1.315	0.109	1.41	...	10	25	33.4	2.77	2.09
1	1.315	0.114	1.46	...	30	25	33.4	2.90	2.18
1	1.315	0.133	1.68	STD	40	25	33.4	3.38	2.50
1	1.315	0.179	2.17	XS	80	25	33.4	4.55	3.24
1	1.315	0.250	2.85	...	160	25	33.4	6.35	4.24
1	1.315	0.358	3.66	XXS	...	25	33.4	9.09	5.45
1½	1.900	0.065	1.28	...	5	40	48.3	1.65	1.90
1½	1.900	0.109	2.09	...	10	40	48.3	2.77	3.11
1½	1.900	0.125	2.37	...	30	40	48.3	3.18	3.53
1½	1.900	0.145	2.72	STD	40	40	48.3	3.68	4.05
1½	1.900	0.200	3.63	XS	80	40	48.3	5.08	5.41
1½	1.900	0.281	4.86	...	160	40	48.3	7.14	7.25
1½	1.900	0.400	6.41	XXS	...	40	48.3	10.15	9.55
2	2.375	0.065	1.61	...	5	50	60.3	1.65	2.39
2	2.375	0.083	2.03	50	60.3	2.11	3.03
2	2.375	0.109	2.64	...	10	50	60.3	2.77	3.93
2	2.375	0.125	3.01	...	30	50	60.3	3.18	4.48
2	2.375	0.141	3.37	50	60.3	3.58	5.01
2	2.375	0.154	3.66	STD	40	50	60.3	3.91	5.44
2	2.375	0.172	4.05	50	60.3	4.37	6.03
2	2.375	0.188	4.40	50	60.3	4.78	6.54
2	2.375	0.218	5.03	XS	80	50	60.3	5.54	7.48
2	2.375	0.250	5.68	50	60.3	6.35	8.45
2	2.375	0.281	6.29	50	60.3	7.14	9.36
2	2.375	0.344	7.47	...	160	50	60.3	8.74	11.11
2	2.375	0.436	9.04	XXS	...	50	60.3	11.07	13.44
2½	2.875	0.083	2.48	...	5	65	73.0	2.11	3.69
2½	2.875	0.109	3.22	65	73.0	2.77	4.80
2½	2.875	0.120	3.53	...	10	65	73.0	3.05	5.26
2½	2.875	0.125	3.67	65	73.0	3.18	5.48
2½	2.875	0.141	4.12	65	73.0	3.58	6.13
2½	2.875	0.156	4.53	65	73.0	3.96	6.74
2½	2.875	0.172	4.97	65	73.0	4.37	7.40
2½	2.875	0.188	5.40	...	30	65	73.0	4.78	8.04
2½	2.875	0.203	5.80	STD	40	65	73.0	5.16	8.63
2½	2.875	0.216	6.14	65	73.0	5.49	9.14
2½	2.875	0.250	7.02	65	73.0	6.35	10.44
2½	2.875	0.276	7.67	XS	80	65	73.0	7.01	11.41
2½	2.875	0.375	10.02	...	160	65	73.0	9.53	14.92
2½	2.875	0.552	13.71	XXS	...	65	73.0	14.02	20.39

Anexo 6. Esfuerzo de cedencia (S_y) de aceros seleccionados

TABLE Y-1 (CONT'D)
YIELD STRENGTH VALUES S_y FOR FERROUS AND NONFERROUS MATERIALS

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/Condition/ Temper
Ferrous Materials (Cont'd)						
1	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH
2	Carbon steel	Bar	SA-675	65
3	Carbon steel	Castings	SA-352	LCB	J03003	...
4	Carbon steel	Plate	SA-515	65	K02800	...
5	Carbon steel	Plate	SA-516	65	K02403	...
6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB65	K02800	...
7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC65	K02403	...
8	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B65	K02800	...
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C65	K02403	...
10	Carbon steel	Sheet	SA-414	E	K02704	...
11	Carbon steel	Plate	SA-662	B	K02203	...
12	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR
13	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	1
14	Carbon steel	Wld. pipe	SA-691	CMSH-70	K12437	...
15	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH
16	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	7-460
17	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	7-460
18	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH
19	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR
20	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH
21	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	7-460
22	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH
23	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	7-460
24	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR
25	Carbon steel	Plate	SA-455	...	K03300	...
26	Carbon steel	Bar	SA-675	70
27	Carbon steel	Forgings	SA-105	...	K03504	...
28	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	70
29	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	...
30	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	...
31	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	...
32	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	...

TABLE Y-1 (CONT'D)
YIELD STRENGTH VALUES S_y FOR FERROUS AND NONFERROUS MATERIALS

Line No.	Yield Strength, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding									
	-30 to 40	65	100	125	150	175	200	225	250	275
Ferrous Materials (Cont'd)										
1	234	221	214	211	207	204	201	197	193	188
2	224	210	205	201	198	196	192	189	184	180
3	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
4	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
5	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
6	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
7	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
8	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
9	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
10	262	246	239	235	232	228	225	221	216	210
11	276	259	251	248	244	240	237	232	227	221
12	275	259	251	247	243	240	236	...	224	...
13	310	292	283	279	274	270	266	261	255	249
14	310	292	283	279	274	270	266	261	255	249
15	259	243	236	232	229	225	221	217	213	208
16	265	253	242	238	235	232	228	223	219	213
17	276	263	251	247	244	241	237	232	227	221
18	286	269	261	257	253	249	246	241	235	229
19	285	268	260	256	252	248	244	...	232	...
20	290	273	264	260	256	253	248	243	238	232
21	296	283	270	265	262	258	254	249	244	238
22	296	279	271	266	262	258	254	249	244	238
23	303	289	276	271	268	264	260	255	250	244
24	305	287	278	274	270	266	261	...	248	...
25	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
26	241	227	220	217	214	210	207	203	198	194
27	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199
28	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199
29	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199
30	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199
31	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199
32	248	233	227	223	219	216	213	209	204	199

Anexo 7. Resistencia a la tracción (S_u) de aceros seleccionados

TABLE U (CONT'D)
TENSILE STRENGTH VALUES S_u FOR FERROUS AND NONFERROUS MATERIALS

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/Condition/ Temper	Size/Thickness, mm	Min. Tensile Strength, MPa
Ferrous Materials (Cont'd)								
1	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB65	K02800	450
2	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC65	K02403	450
3	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B65	K02800	450
4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C65	K02403	450
5	Carbon steel	Sheet	SA-414	E	K02704	450
6	Carbon steel	Plate	SA-662	B	K02203	450
7	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR	100 < t ≤ 120	450
8	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	1	64 < t ≤ 100	450
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-691	CMSH-70	K12437	...	64 < t ≤ 100	450
10	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	7-460	≤ 150	460
11	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH	≤ 100	460
12	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR	60 < t ≤ 100	460
13	Carbon steel	Plate	SA/GB 6654	16MnR	36 < t ≤ 60	470
14	Carbon steel	Plate	SA-455	...	K03300	...	15 < t ≤ 19	485
15	Carbon steel	Bar	SA-675	70	485
16	Carbon steel	Forgings	SA-105	...	K03504	485
17	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	70	...	485
18	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	485
19	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	485
20	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	485
21	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	485

TABLE U (CONT'D)
TENSILE STRENGTH VALUES S_u FOR FERROUS AND NONFERROUS MATERIALS

Line No.	Tensile Strength, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding														
	-30 to 40	100	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525
Ferrous Materials (Cont'd)															
1	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
2	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
3	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
4	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
5	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
6	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
7	450	450	450	450	450
8	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
9	448	448	448	448	448	448	448	448	448	442	414	381	345	308	274
10	458	458	458	458	458	458	458	458	458	452	424	389	353	315	281
11	458	458	458	458	458	458	458	458	458	452	424	389	353	315	281
12	460	460	460	460	460
13	470	470	470	470	470
14	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
15	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
16	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
17	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
18	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
19	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
20	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296
21	483	483	483	483	483	483	483	483	483	476	446	411	372	332	296

Anexo 8. Tope de presión (p_c) en bridas

Table A-1 Rating Ceiling Pressure — p_c , bar

Temperature °C	Class						
	150	300	400	600	900	1500	2500
29 to 38	20.0	51.7	68.9	103.4	155.1	258.6	430.9
50	19.5	51.7	68.9	103.4	155.1	258.6	430.9
100	17.7	51.5	68.7	103.0	154.6	257.6	429.4
150	15.8	50.3	66.8	100.3	150.6	250.8	418.2
200	13.8	48.6	64.8	97.2	145.8	243.4	405.4
250	12.1	46.3	61.7	92.7	139.0	231.8	386.2
300	10.2	42.9	57.0	85.7	128.6	214.4	357.1
325	9.3	41.4	55.0	82.6	124.0	206.6	344.3
350	8.4	40.3	53.6	80.4	120.7	201.1	335.3
375	7.4	38.9	51.6	77.6	116.5	194.1	323.2
400	6.5	36.5	48.9	73.3	109.8	183.1	304.9
425	5.5	35.2	46.5	70.0	105.1	175.1	291.6
450	4.6	33.7	45.1	67.7	101.4	169.0	281.8
475	3.7	31.7	42.3	63.4	95.1	158.2	263.9
500	2.8	28.2	37.6	56.5	84.7	140.9	235.0
525	1.9	25.8	34.4	51.6	77.4	129.0	214.9
538	1.4	25.2	33.4	50.0	75.2	125.5	208.9
550	[Note (1)]	25.0	33.3	49.8	74.8	124.9	208.0
575	[Note (1)]	24.0	31.9	47.9	71.8	119.7	199.5
600	[Note (1)]	21.6	28.6	42.9	64.2	107.0	178.5
625	[Note (1)]	18.3	24.3	36.6	54.9	91.2	152.0
650	[Note (1)]	14.1	18.9	28.1	42.5	70.7	117.7
675	[Note (1)]	12.4	16.9	25.2	37.6	62.7	104.5
700	[Note (1)]	10.1	13.4	20.0	29.8	49.7	83.0
725	[Note (1)]	7.9	10.5	15.4	23.2	38.6	64.4
750	[Note (1)]	5.9	7.9	11.7	17.6	29.6	49.1
775	[Note (1)]	4.6	6.2	9.0	13.7	22.8	38.0
800	[Note (1)]	3.5	4.8	7.0	10.5	17.4	29.2
816	[Note (1)]	2.8	3.8	5.9	8.6	14.1	23.8

NOTE:

(1) Ratings for flanges and flanged fittings terminate at 538°C (1,000°F).

Anexo 9. Tope de presión (p_{ca}) en válvulas

**Table B-3 Pressure Rating Ceiling Values
A – Standard Class**

Temperature, °C	Working Pressures by Class, bar						
	150	300	600	900	1500	2500	4500
-29 to 38	20.0	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
50	19.5	51.7	103.4	155.1	258.6	430.9	775.7
100	17.7	51.5	103.0	154.6	257.6	429.4	773.0
150	15.8	50.3	100.3	150.6	250.8	418.2	752.8
200	13.8	48.6	97.2	145.8	243.4	405.4	729.8
250	12.1	46.3	92.7	139.0	231.8	386.2	694.8
300	10.2	42.9	85.7	128.6	214.4	357.1	642.6
325	9.3	41.4	82.6	124.0	206.6	344.3	619.6
350	8.4	40.3	80.4	120.7	201.1	335.3	603.3
375	7.4	38.9	77.6	116.5	194.1	323.2	581.8
400	6.5	36.5	73.3	109.8	183.1	304.9	548.5
425	5.5	35.2	70.0	105.1	175.1	291.6	524.7
450	4.6	33.7	67.7	101.4	169.0	281.8	507.0
475	3.7	31.7	63.4	95.1	158.2	263.9	474.8
500	2.8	28.2	56.5	84.7	140.9	235.0	423.0
525	1.9	25.8	51.6	77.4	129.0	214.9	386.7
538	1.4	25.2	50.0	75.2	125.5	208.9	375.8
550	1.4	25.0	49.8	74.8	124.9	208.0	374.2
575	1.4	24.0	47.9	71.8	119.7	199.5	359.1
600	1.4	21.6	42.9	64.2	107.0	178.5	321.4
625	1.4	18.3	36.6	54.9	91.2	152.0	273.8
650	1.4	14.1	28.1	42.5	70.7	117.7	211.7
675	1.4	12.4	25.2	37.6	62.7	104.5	187.9
700	1.4	10.1	20.0	29.8	49.7	83.0	149.4
725	1.4	7.9	15.4	23.2	38.6	64.4	115.8
750	1.4	5.9	11.7	17.6	29.6	49.1	88.2
775	1.4	4.6	9.0	13.7	22.8	38.0	68.4
800	1.2	3.5	7.0	10.5	17.4	29.2	52.6
816	1.0	2.8	5.9	8.6	14.1	23.8	42.7

Anexo 10. Máximo esfuerzo permisible (SE) para tuberías de acero

Maximum Allowable Stress Values in Tension, ksi, for Metal Temperature, °F, Not Exceeding											Spec. No.
-20 to 100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	Grade	
Seamless Pipe and Tube											
13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.0	A	A 53
17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	B	
13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	13.7	12.5	10.7	9.0	A	A 106
17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	15.6	13.0	10.8	B	
20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	C	

Anexo 11. Esfuerzo permisible (S) para aceros seleccionados

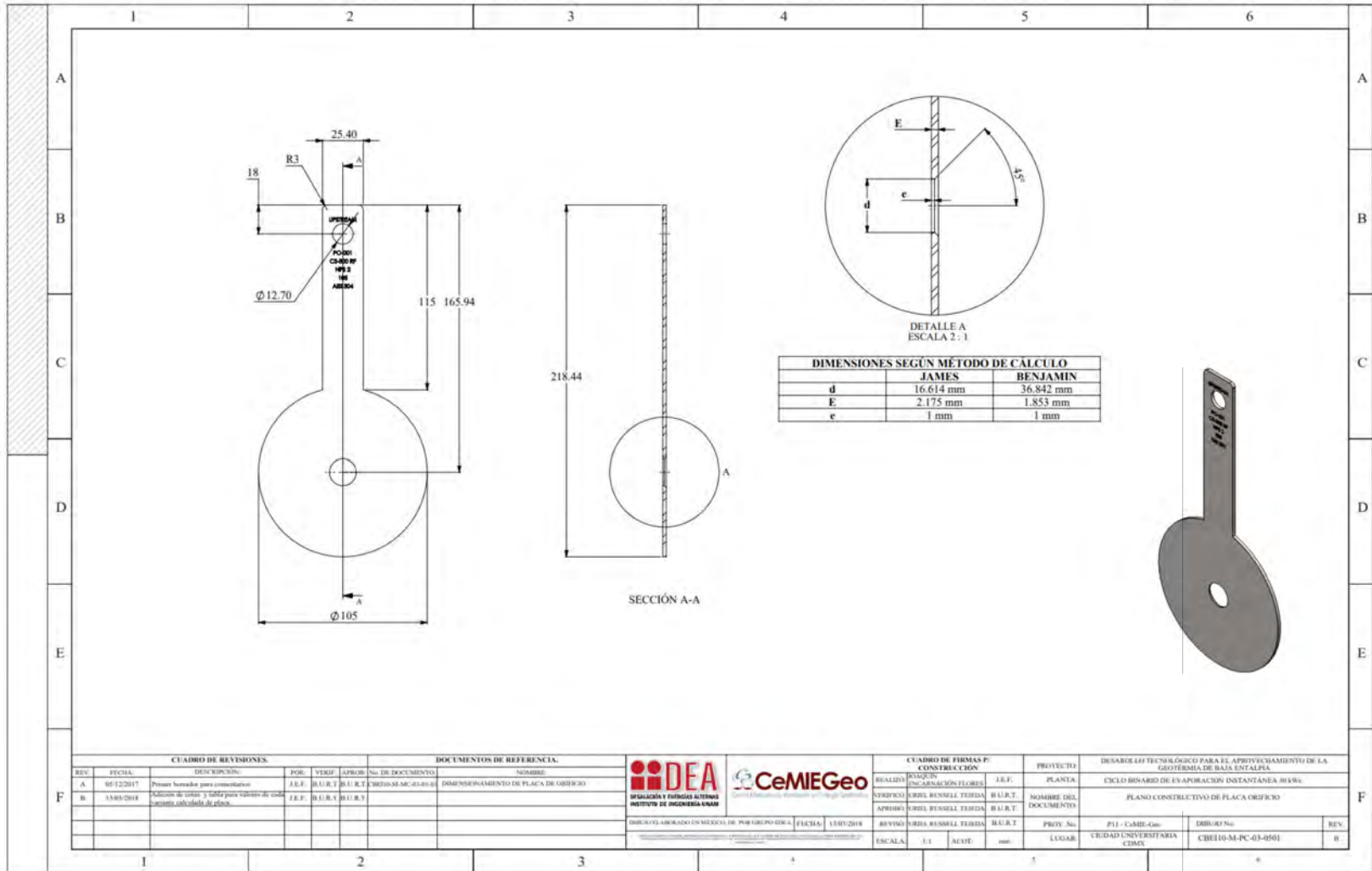
TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, mm	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Smls. & wld. pipe	SA-333	1	K03008	1	1
2	Carbon steel	Smls. & wld. tube	SA-334	1	K03008	1	1
3	Carbon steel	Wld. tube	SA-334	1	K03008	1	1
4	Carbon steel	Plate	SA-516	55	K01800	1	1
5	Carbon steel	Smls. pipe	SA-524	II	K02104	1	1
6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CA55	K02801	1	1
7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE55	K02202	1	1
8	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	A55	K02801	1	1
9	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B55	K02001	1	1
10	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C55	K01800	1	1
11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E55	K02202	1	1
12	Carbon steel	Sheet	SA-414	C	K02503	1	1
13	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	≤ 50	1	1
14	Carbon steel	Bar	SA-36	...	K02600	1	1
15	Carbon steel	Plate, sheet	SA-36	...	K02600	1	1
16	Carbon steel	Plate, sheet	SA-662	A	K01701	1	1
17	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	60	...	1	1
18	Carbon steel	Castings	SA-216	WCA	J02502	1	1
19	Carbon steel	Forgings	SA-266	1	K03506	1	1
20	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF1	K03009	1	...	1	1
21	Carbon steel	Castings	SA-352	LCA	J02504	1	1
22	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCA	J02504	1	1
23	Carbon steel	Bar	SA-675	60	1	1
24	Carbon steel	Bar	SA-675	60	1	1
25	Carbon steel	Forgings	SA-765	1	K03046	1	1
26	Carbon steel	Plate	SA-515	60	K02401	1	1
27	Carbon steel	Plate	SA-516	60	K02100	1	1
28	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE60	K02401	1	1
29	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC60	K02100	1	1
30	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE60	K02402	1	1
31	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B60	K02401	1	1
32	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C60	K02100	1	1
33	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E60	K02402	1	1
34	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	Az83D	K02702	1	1
35	Carbon steel	Plate	SA-283	D	K02702	1	1
36	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/3	K03005	1	1
37	Carbon steel	Wld. pipe	SA-53	E/3	K03005	1	1
38	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	1	1
39	Carbon steel	Smls. pipe	SA-53	S/B	K03005	1	1
40	Carbon steel	Smls. pipe	SA-106	B	K03006	1	1
41	Carbon steel	Wld. pipe	SA-135	B	1	1
42	Carbon steel	Smls. & wld. fittings	SA-234	WPB	K03006	1	1

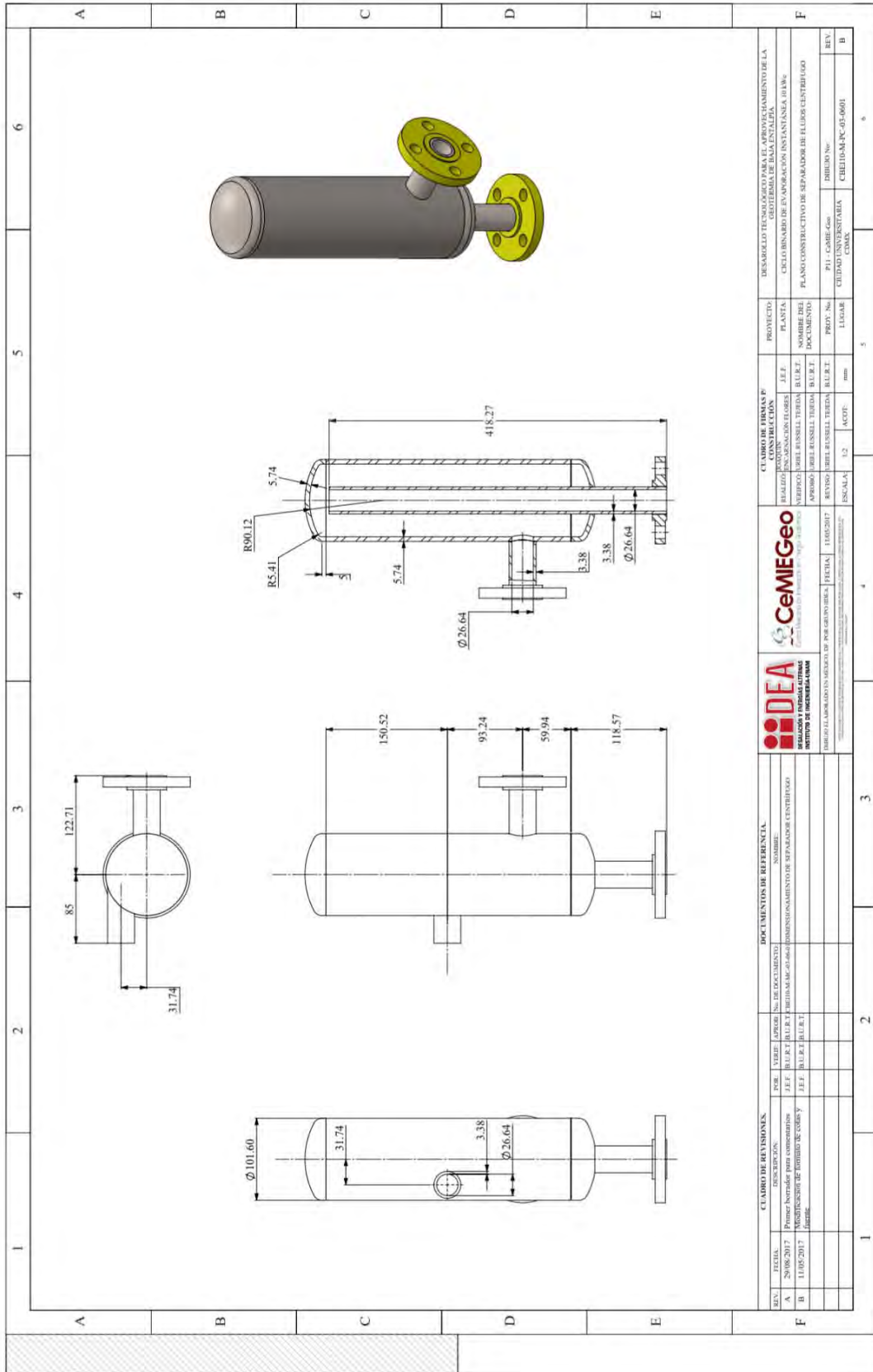
TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
 (* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding														
	-30 to 40	65	100	125	150	200	250	300	325	350	375	400	425	450	475
1	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
2	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
3	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	92.4	90.8	88.7	86.2
4	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
5	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
6	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
7	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
8	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
9	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
10	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
11	108	108	108	108	108	108	108	107	104	101	97.8
12	108	108	108	108	108	108	108	108	108	108	106	88.8	75.2	62.6	45.9
13	111	111	111	111	111	111
14	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105	88.9	75.3	62.6	45.9
15	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105
16	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	105
17	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
18	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
19	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
20	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
21	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8
22	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
23	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
24	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
25	118	118	118	118	118	118	114	107	104	101	97.8	89.1	75.4	62.6	45.5
26	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
27	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104	88.9	75.3	62.7	45.5
28	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
29	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
30	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
31	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
32	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
33	118	118	118	118	118	118	118	115	112	108	104
34	118	118	118	118	118
35	118	118	118	118	118	118	118	118	115	111
36	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
37	101	101	101	101	101	101	101	101	101	99.7	89.7	75.9	64.1	53.3	38.6
38	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
39	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
40	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5
41	101	101	101	101	101	101	101	101	101	99.7	89.7	75.9	64.1	53.3	38.6
42	118	118	118	118	118	118	118	118	118	117	105	88.9	75.3	62.7	45.5

Anexo 12. Plano constructivo de placa de orificio



Anexo 13. Plano constructivo de separador centrífugo



DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

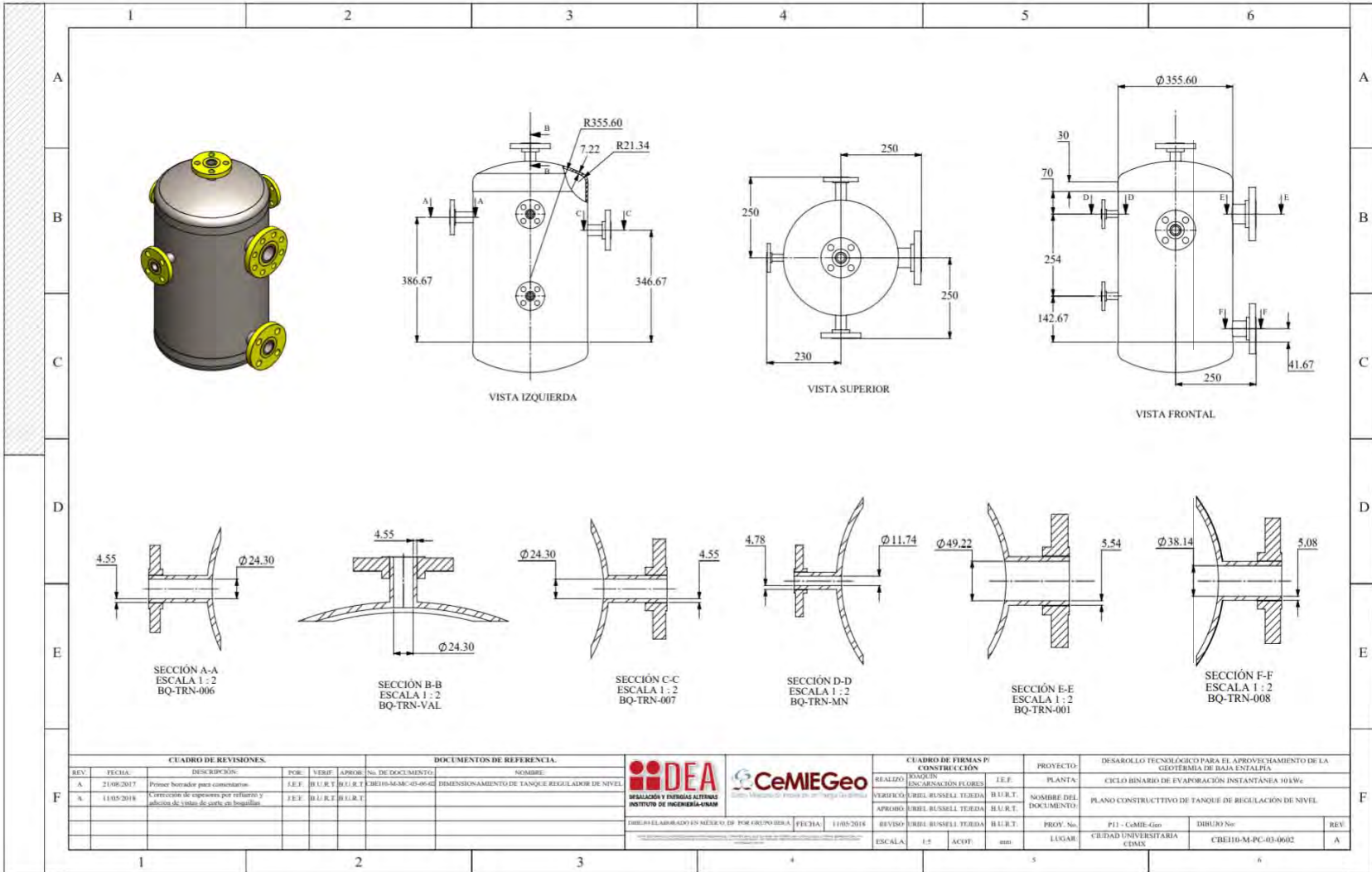
DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

DOCUMENTOS DE REFERENCIA			CUMULO DE REVISIONES			CLASIFICACION DE LA OBRA			PROYECTO			DESCRIPCION		
REV.	FECHA	CONTRATO	FECHA	REVISION	FECHA	PROYECTO	PLANTAS	DESCRIPCION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION	FECHA	REVISION
A	2/08/2017					PLANTAS		SEPARADOR CENTRIFUGO						
B	11/05/2017							REVISIONES DE DIMENSIONES						

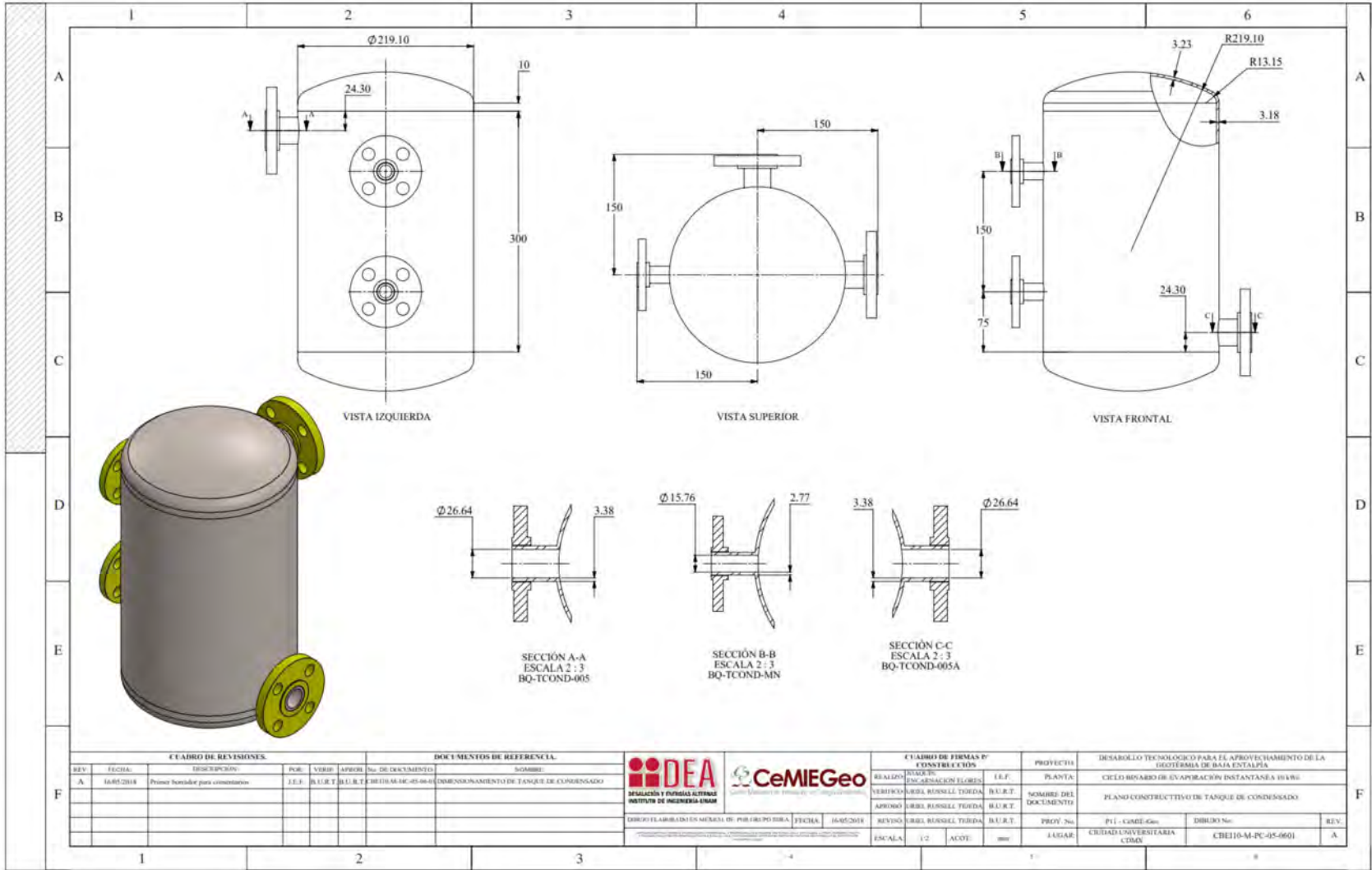


CUADRO DE REVISIONES.				DOCUMENTOS DE REFERENCIA.				CUADRO DE FIRMAS Y CONSTRUCCION				PROYECTO				
REV.	FECHA.	DESCRIPCION.	POS.	VERIF.	APROB.	No. DE DOCUMENTO.	NOMBRE.	REALIZO	DISEÑO	VERIFICO	APROBO	PROY. No.	LUGAR.	DESARROLLO TECNOLÓGICO PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA GEOTERMIA DE BAJA ENTALPIA	PLANTA	CICLO BINARIO DE EVAPORACION INSTANTANEA 10 Mw
A.	21/06/2017	Primer borrador para comentarios	I.E.F.	B.U.R.T.	B.U.R.T.	2BE116-MAR-01-06-02	DIMENSIONAMIENTO DE TANQUE REGULADOR DE NIVEL									
B.	11/05/2018	Corrección de espesores por refuerzo y adición de vinilo de corte en boquillas	I.E.F.	B.U.R.T.	B.U.R.T.											

DISEÑO ELABORADO EN MÉXICO, D.F. POR GRUPO BETA		FECHA:	11/05/2018
REVISO	BRIEL RUSSELL TEJEDA	B.U.R.T.	
ESCALA:	1:5	ACOT:	mm

PROY. No.	P11 - CeMIE-Geo	DIBUJO No.	CBE116-M-PC-03-06/02
LUGAR.	CIUDAD UNIVERSITARIA CDMX	REV.	A

Anexo 15. Plano constructivo de tanque de condensado



Fuentes de consulta

- American Society of Mechanical Engineers. (2004). *ASME B36.10M Welded and Seamless Wrought Steel Pipe*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2007). *ASME 31.1 Power Piping*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2007). *ASME B16.9 Factory-Made Wrought Butt Welding Fittings*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2010). *ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section II. Part D. Materials*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2013). *ASME 16.34 Valves-Flanged, Threaded, and Welding End*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2013). *ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings*. New York: ASME.
- American Society of Mechanical Engineers. (2015). *ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels*. New York: ASME.
- Asociación Geotérmica Mexicana. (2017). *Geotermia.org.mx|Recursos Geotérmicos*. Recuperado el 10 de Enero de 2018, de http://www.geotermia.org.mx/geotermia/?page_id=688
- Astolfi, M., & Tartiere, T. (2017). A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market. *IV International Seminar on ORC Power Systems* (págs. 2-9). Milan: Elsevier.
- Astolfi, M., Martelli, E., & Pierobon, L. (2017). Chapter 7 - Thermodynamic and thechnoeconomic optimization of Organic Rankine Cycle Systems. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications* (págs. 173–249). Elsevier.
- Baker, O. (1954). Simultaneous Flow of Oil and Gas. *Oil and Gas Journal*, 53, pp.185-195.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). Ciudad de México: McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones*. México: McGraw-Hill.
- Colonna, P., Casati, E., Trapp, C., Mathijssen, T., Larjola, J., Turunen-Saaresti, T., & Uusitalo, A. (2017). Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 10(137), 100801-1-100801-19. doi:10.1115/1.4029884
- Comisión Reguladora de Energía. (2018). *Permisos de Electricidad*. Recuperado el 11 de Enero de 2018, de <http://organodegobierno.cre.gob.mx/permisose.aspx>
- Crane Co. (2010). *Technical Paper No. 140. Flow of fluids through valves, fittings and pipe*. Connecticut, USA: Crane Co.
- DiPippo, R. (1980). *Geothermal Energy as a Source of Electricity: A Worldwide Survey of the Design and Operation of Geothermal Power Plants, U.S. Dept. of Energy, DOE/RA/28320-1*. Washington, DC: U.S. Gov. Printing Office.

- DiPippo, R. (2007). Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants. *Geothermics*, 276-285.
- DiPippo, R. (2016). *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact* (Cuarta ed.). Oxford, UK, United States: Elsevier.
- Hinrichs, T., & Dambley, B. (1980). East Mesa Magmax power proces geothermal generating plant: a preliminary analysis. *Proceedings Fourth Annual Geothermal Conference and Workshop* (págs. 5-1 - 5-14). Palo alto, CA: Electric Power Research Institute.
- Hirirart, G. (2011). *Tecnologías de punta y costos asociados para generación distribuida, autoabastecimiento y cogeneración con recursos geotérmicos en México*. Ciudad de México: Comisión Reguladora de Energía.
- Hochstein, M. P. (1990). Classification and assessment of geothermal resources. *Small Geothermal Resources: A Guide to Development and Utilization*, 31-57.
- Incropera, F., & Dewitt, D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa*. Ciudad de México: Prentice Hall.
- ISO. (2003). *ISO 5167-2 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full*. Switzerland: ISO.
- ISO. (2008). *ISO/TR 9464 Guidelines for the use of ISO 5167*. Switzerland: ISO.
- Khalifa, H., & Rhodes, B. (1985). *Analysis of power cycles for geothermal wellhead conversion systems*. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute.
- Lazalde-Crabtree, H. (1983). An evaluation of existing methods for designing flashing orifices in large-diameter pipes transporting geothermal steam-water mixtures. *Geothermal Resources Council BULLETIN*, 3-9.
- Lazalde-Crabtree, H. (1984). Design Approach of steam-water separators and steam dryers for geothermal applications. *Geothermal Resources Council BULLETIN*, 11-20.
- Lemon, E., Huber, M., & McLinden, M. (2013). *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1.*. Gaithersburg, USA: National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program.
- Macchi, E. (2016). Chapter 1 - Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle. En E. Macchi, & M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (págs. 3-24). Elsevier.
- Mendoza, M. (2016). *Selección del fluido de trabajo para el Ciclo Binario de Evaporación Instantánea*. Ciudad de México: Facultad de Ingeniería, UNAM.
- Ordaz, C., Flores, M., & Ramírez, G. (2011). Potencial geotérmico de la República Mexicana. *Geotermia*, 24(1), 50-58.
- Raygadas, I. (2014). Experience with low enthalpy geothermal projects in Mexico. *Geotermia*, 28(2), 13-21.
- Watson, A. (2013). *Geothermal Engineering: Fundamentals and Applications*. New York: Springer.
- Zarrouk, S., & Purnanto, M. (Enero de 2015). Geothermal steam-water separators: Design overview. *Geothermics*, 53, 236-254. doi:10.1016/j.geothermics.2014.05.009