

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA
FABRICACIÓN DE VELAS APROVECHANDO
RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA**

PRESENTADO POR:

SAMUEL EDUARDO ARAGÓN LINARES

EDUARDO ENRIQUE CASTELLANOS ALVARADO

JAVIER EDUARDO FUENTES TORRES

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, MAYO DE 2019

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

MSc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIO GENERAL:

MSc. CRISTÓBAL HERNÁN RÍOS BENÍTEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO:

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA
FABRICACIÓN DE VELAS APROVECHANDO RECURSO
GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA**

Presentado por:

SAMUEL EDUARDO ARAGÓN LINARES

EDUARDO ENRIQUE CASTELLANOS ALVARADO

JAVIER EDUARDO FUENTES TORRES

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

ING. LUIS JOSÉ SALALÁ SANTOS

SAN SALVADOR, MAYO DE 2019

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor:

ING. LUIS JOSÉ SALALÁ SANTOS

1 CONTENIDO

RESUMEN.....	xvii
SIMBOLOGÍA	xix
INTRODUCCIÓN	xxii
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1 Generalidades de la energía geotérmica.....	1
1.1.1 Historia de la energía geotérmica	1
1.1.2 Fundamentos de la geotermia	3
1.1.3 Clasificación del recurso geotérmico y aplicaciones	4
1.1.3 Energía geotérmica en El Salvador	5
1.1.4 Tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos.....	6
1.1.5 Pozos geotérmicos	7
1.2 Fabricación de velas.....	10
1.1.1 Historia de la fabricación de velas	10
1.2.1 La industria de fabricación actual de velas en El Salvador ..	12
1.2.2 Materiales utilizados en la fabricación de velas	13
1.2.3 Propiedades físicas de la parafina y sus aditivos.....	14
1.2.4 Procesos de fabricación de velas	15
1.2.5 Tipos de velas en el mercado	19
1.2.6 Tipos de moldes para velas	23
1.3 Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor	24
1.3.1 Propiedades de las sustancias puras	24
1.3.2 Principio de la conservación de la masa.....	26

1.3.3	Primera ley de la Termodinámica para sistemas abiertos....	28
1.3.4	Mecanismos de transferencia de calor	29
1.4	Fundamentos de análisis de esfuerzos	48
1.4.1	Análisis de esfuerzos y teorías de falla.....	48
1.4.2	Uniones soldadas	53
1.4.3	Recipientes a presión	57
1.4.4	Tornillos y sujetadores	59
1.4.5	Empaque Industrial	62
1.4.6	Recubrimientos superficiales	67
2	DISEÑO DEL PROTOTIPO DE FABRICACIÓN DE VELAS	69
2.1	Diseño térmico del prototipo	69
2.1.1	Análisis de cantidad de parafina a procesar y cantidad de energía necesaria para realizar dicho procesamiento.	69
2.1.2	Diseño de intercambiador de calor	71
2.1.3	Sistema de enfriamiento de las velas	79
2.2	Diseño mecánico del prototipo.....	84
2.2.1	Diseño de recipiente a presión.....	84
2.2.2	Diseño de estructuras de soporte	91
2.2.3	Diseño de tornillo para extracción de la vela.....	95
2.3	Evaluación de resultados.....	102
2.3.1	Evaluar el funcionamiento del sistema.....	102
2.3.2	Medición de variables del proceso de elaboración de velas	

3	ANÁLISIS ECONÓMICO	106
3.1	Tasa Mínima Atractiva de Rendimiento (TMAR).....	119
3.2	Valor Actual Neto (VAN)	121
3.3	Tasa Interna de Retorno	123
	CONCLUSIONES	125
	RECOMENDACIONES	127
	REFERENCIAS	128
	ANEXOS	132

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Estructura interna de la tierra. [Ilustración]. Fuente: (Trillo & Angulo). 3	
Figura 2: Sistema de tuberías de acarreo de la central geotérmica de Ahuachapán para las unidades 1 y 2, la unidad 3 aún no había sido instalada. [Esquema]. Fuente: (DiPippo, 2008).....	7
Figura 3 Separador ciclónico instalado en un pozo geotérmico. [Fotografía].	8
Figura 4. Vista de un pozo en observación. [Fotografía].....	9
Figura 5. Ejemplos de velas fabricadas de manera artesanal. [Fotografía].	16
Figura 6. Máquina industrial para fabricar velas por método de vaciado. [Fotografía]. Fuente: (guiamexivo, s.f.)	17
Figura 7. Máquina de fabricación de velas por inmersión. [Fotografía]. Fuente: (Dolecki, s.f.)	18
Figura 8. Tambor donde se forman los gránulos de parafina. [Fotografía]. Fuente: (Cooperation, 2018).	18
Figura 9. Diferentes tipos de velones. [Fotografía].	19
Figura 10. Vela delgada iluminadora. [Ilustración].	20
Figura 11. Velas largas iluminadoras. [Ilustración].....	20
Figura 12. Vela tipo Cirio. [Ilustración].	21
Figura 13. Pantallas de parafina para velas. [Ilustración].	21
Figura 14. Velas en recipientes. [Fotografía].	22
Figura 15. Parafina aromatizante y estructura cerámica. [Fotografía].	22
Figura 16: Diagrama T-v de una sustancia pura. [Ilustración]. Fuente: (Cengel, Termodinámica, 2012).	25
Figura 17: Balance de masa en un proceso de flujo estacionario. [Ilustración].	28
Figura 18: Balance de energía superficial. [Ilustración].	29

Figura 19: Transferencia de calor a través de una pared plana. [Ilustración] Fuente: (Cengel A., Introducción y conceptos básicos, 2011)	30
Figura 20: Configuración geométrica en la transferencia de calor en un cilindro. [Ilustración]. Fuente: (Cengel A., Conducción de calor en estado estacionario, 2011).....	31
Figura 21: Patrones de flujo para bancos de tubos escalonados y alineados. (2018). [ilustración]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)..	41
Figura 22: Configuración de los tubos en los bancos alineados (A_1 y A_T son las áreas de flujo en los lugares indicados y L es la longitud de los tubos). (2018). [Ilustración]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)	42
Figura 23. Factor de fricción f y factor de corrección x para banco de tubos con disposición de alineados. (2018). [Gráfico]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011).....	45
Figura 24: Consideraciones a tomar al aplicar la diferencia media logarítmica de temperaturas. [Ilustración]. Fuente: (Cengel, Intercambiadores de calor, 2011).	47
Figura 25: Teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzo plano. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).	51
Figura 26: Círculos de Mohr. Superior) tres círculos de Mohr para el ensayo de compresión uniaxial, cortante puro y uno para tensión. Inferior) círculo representativo para un estado general de esfuerzo. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).....	52
Figura 27. Disposición de los elementos básicos para soldadura de arco metálico protegido. [Ilustración]. (Jr., 2008)	53
Figura 28. Tipos y preparación de uniones para soldadura. [Ilustración]. Fuente: (Jr., 2008)	54

Figura 29. Símbolos AWS para soldadura. [Ilustración]. Fuente: (Jr., 2008)	56
Figura 30. Perfil de cuerda estándar nacional unificado e ISO. [Ilustración]. Fuente: (Norton, 2011).....	60
Figura 31. Cuerdas cuadradas, Acme y reforzada. [Ilustración]. Fuente: (Norton, 2011).....	61
Figura 32: Dimensiones principales de un sello toroidal. (2018). [Ilustración]. .	64
Figura 33: Dimensiones del diseño de un alojamiento sujeto a compresión radial. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Tóricas)	66
Figura 34: Anodizado del Aluminio (2018). [Esquema]. Fuente: (INDUSTRIAS DOJE, s.f.)	68
Figura 35. Dimensiones del velón a fabricar.	69
Figura 36. Ilustración del intercambiador de calor elegido para el diseño.	72
Figura 37. Arreglo de moldes en línea.	81
Figura 38. Dimensiones del molde del velón y flujo de calor.	81
Figura 39: Vista de planta de cilindros concéntricos.	85
Figura 40: Vista planta de cilindros concéntricos	87
Figura 41: Anillo tapadera de intercambiador de calor.....	89
Figura 42. Distribución de fuerzas cortante y momento flector de una viga doblemente empotrada	89
Figura 43: Análisis estático de la estructura de soporte de intercambiador de calor. (2018). [Figura].....	92
Figura 44: Análisis estático de la estructura de soporte de moldes. (2018). [Figura].....	93
Figura 45: Análisis de factor de seguridad de estructura de soporte de marmita. (2018). [Figura].	94

Figura 46: Análisis de factor de seguridad de estructura de soporte de moldes. (2018). [Figura].	94
Figura 47. Ensayo de compresión para determinar fuerza necesaria de desmolde de vela. 2018). [Fotografía].	95
Figura 48. Detalle de cargas en un tornillo de potencia de rosca cuadrada. [Figura]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008). .	96
Figura 49. Perfil de rosca para alta resistencia en rosca cuadrada. [Ilustración]. Fuente: (Casillas).	97
Figura 50. Diagramas de fuerza: a) al subir carga y b) al bajar la carga.	98
Figura 51. Diagrama Temperatura-tiempo para la prueba número 1 de elaboración de velas. [Grafico].	103
Figura 52. Diagrama Temperatura-tiempo para la prueba número 2 de elaboración de velas. [Grafico].	104
Figura 53. Equipo desarrollador del proyecto en la finalización de pruebas realizadas.	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades de la parafina y aditivos. Fuente: (Ruiz).....	14
Tabla 2: Número de Nusselt para flujo laminar en sección anular, el subíndice i se refiere a la pared interna de la sección anular, el subíndice o se refiere a la pared externa de la sección anular. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011).....	37
Tabla 3: Números de Nusselt para diferentes geometrías en flujo transversal. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)	39
Tabla 4. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $NL > 16$ y $07 < Pr < 500$, Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011).....	44
Tabla 5. Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_D, NL < 16 = F Nu_D$ para $NL > 16$ y $Re_D > 1000$. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)	44
Tabla 6. Sistema de codificación AWS para electrodo de acero al carbono y de baja aleación. Fuente: (Jr., 2008)	55
Tabla 7. Sistema de clasificación AWS para electrodos más comunes de acero al carbono y de baja aleación	55
Tabla 8: Características principales de los sellos	64
Tabla 9: Valores de la ranura en el diseño del alojamiento del sello en compresión radial (mm).....	66
Tabla 10: Propiedades del vapor saturado a 120 °C.	75
Tabla 11: Análisis de transferencia de calor en vapor.	76
Tabla 12: Propiedades de la parafina. Fuente: (Aragón Linares, Castellanos Alvarado, & Fuentes Torres, 2018).....	76
Tabla 13: Análisis de transferencia de calor de la parafina.....	77

Tabla 14. Características de la parafina.	79
Tabla 15. Características del soplador.....	80
Tabla 16. Propiedades del aire a temperatura de entrada.....	80
Tabla 17: Tabla resumen de dimensiones de ambos cilindros	84
Tabla 18. Resultado de ensayo de compresión, aplicado al vástago para determina la fuerza necesaria para extraer la vela.	96
Tabla 19. Propiedades del tornillo de potencia.	97
Tabla 20. Esfuerzos ortogonales resultantes.....	101
Tabla 21. Datos generales de la primera prueba de elaboración de velas con recurso geotérmico de baja entalpía.....	102
Tabla 22. Registro de temperaturas obtenidas en el intercambiador de calor para la primera prueba.....	103
Tabla 23. Datos generales de la segunda prueba de elaboración de velas con recurso geotérmico de baja entalpía.....	104
Tabla 24. Registro de temperaturas obtenidas en el intercambiador de calor para la primera prueba.....	104
Tabla 25. Pronóstico de producción.....	106
Tabla 26 :Costo unitario de materia prima para fabricar velas.....	107
Tabla 27: Producción anual.	107
Tabla 28: Ingresos anuales.....	107
Tabla 29. Costo de operación anual.	108
Tabla 30: Tabla resumen de costos del proyecto.	109
Tabla 31: Tasa de inflación anual de El salvador.....	120
Tabla 32: Explicación del valor actual neto.....	122
Tabla 33: Flujo de caja del proyecto.	122

RESUMEN

La parafina y aditivos, materia prima para la producción de velas, se obtiene en estado sólido inicialmente, para el proceso de fabricación de velas se funde, esta transformación se realizará en un recipiente designado en el proyecto como intercambiador de calor.

La cantidad de parafina para la cual está diseñado el tanque de calentamiento es de un máximo de 20 kilogramos, siendo la cantidad utilizada de 11 kg para obtener un lote de 30 velas la cual se considerará como una producción completa, los 9 kg restantes es un porcentaje extra para incrementos de producción futuros.

El calor para derretir la parafina se transmitirá por medio de vapor que viajará a través de tuberías de conducción ubicada en el brazo del cabezal de un pozo de monitoreo geotérmico. Desde el momento en el que empieza el proceso de transferencia de calor tomará aproximadamente de 25 a 35 minutos para que los 11 kg de parafina alcancen la temperatura ideal para la producción de velas, esta temperatura es de 120°C, se tiene proceso en el que no interviene un calentamiento por llama o por resistencia eléctrica, por lo que no hay peligro de producir un incendio.

Para el proceso de mezcla, en caso de requerir la parafina con color y olor, se toma la cantidad de parafina existente en el tanque y se realiza el cálculo en porcentaje de la cantidad de aditivos, color y aroma que se demanda para cada tipo de vela.

Al estar muy bien integrados toda la materia prima se prepara la mezcla para ser colocada en los moldes de enfriamiento, al momento de extraer cada vela del molde termina el proceso.

El equipo investigador de la Universidad de El Salvador ha desarrollado el diseño, evaluación de desempeño y construcción de un prototipo que aproveche los recursos renovables del calor proveniente de fluidos de baja entalpía en un campo geotérmico para la fabricación de velas. De esta manera obtener productos que sean de bajo costo, incentivar el desarrollo local que es uno de los puntos focales de la investigación de este tipo de proyectos de innovación.

SIMBOLOGÍA

i	Entalpía específica de la sustancia
u	Energía interna específica de la sustancia
P	Presión de una sustancia
v	Volumen específico de una sustancia
x	Razón de vapor en la mezcla a la presión específica
E	Energía total en un estado específico
g	Aceleración debido a la gravedad al nivel del mar (9.81 m/s ²)
k	Coefficiente de conductividad térmica
A	Área
L	Longitud
T	Temperatura de una sustancia en un estado específico
r	Radio de una sección circular
\dot{Q}_{cond}	Transferencia de calor por conducción
\dot{Q}_{conv}	Transferencia de calor por convección
A_s	Área superficial
T_s	Temperatura superficial
T_∞	Temperatura del ambiente circundante.
T_{amb}	Temperatura considerada como la del medio ambiente estándar (25°C)
C_p	Calor específico a presión constante de un fluido
μ	Viscosidad dinámica del fluido
T_m	Temperatura media
D_H	Diámetro hidráulico de una sección
φ	Perímetro de una sección
D	Diámetro
f	Factor de fricción de Darcy
D_o	Diámetro externo
D_i	Diámetro interno
B	Factor de corrección del número de Nusselt

Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Nu	Número de Nusselt
Gr	Número de Grashof
β	Coefficiente de expansión volumétrica
L_c	Longitud característica para casos de convección
ν	Viscosidad cinemática
Ra	Número de Rayleigh
h	Coefficiente convectivo
R	Resistencia térmica
ΔT_{ML}	Diferencia media logarítmica de temperaturas
ρ	Densidad de la sustancia en un estado específico
L_{par}	Calor latente de fusión para la parafina
ε	Rugosidad absoluta de un material
N	Símbolo para denotar una cantidad específica de una variable aleatoria
t	Tiempo
Q	Potencia transferida por diferencia de temperaturas
e	Espesor de una pared o tubería
\dot{V}	Flujo volumétrico
s	Distancia de separación entre dos elementos
c	Velocidad
$C_{m\acute{a}x}$	Velocidad máxima a la entrada de un banco de tubos
ΔP	Caída de presión en un banco de tubos
\dot{W}	Potencia requerida para mover un fluido en un banco de tubos
F	Fuerza aplicada
M	Momento resultante
σ	Esfuerzo axial o de compresión resultante
τ	Esfuerzo cortante
S_y	Esfuerzo de fluencia de un material

σ'	Esfuerzo de Von Mises
S_t	Esfuerzo a tracción en un material frágil
S_c	Esfuerzo a compresión en un material frágil
σ_a	Esfuerzo axial en cilindro a presión
σ_t	Esfuerzo tangencial en cilindro a presión
σ_r	Esfuerzo radial en cilindro a presión
Y	Módulo de elasticidad
f_f	Factor de fricción en tornillos de potencia
P_R	Paso radial en cilindros de potencia
H	Avance de una rosca
T_R	Torque

INTRODUCCIÓN

El potencial del uso de la energía geotérmica de baja y mediana entalpía en procesos industriales es muy grande, si un proceso industrial requiere adición de calor, es probable que este pueda ser suministrado a través de recurso geotérmico. El presente trabajo de graduación pretende demostrar la posibilidad de fabricación de velas a través de una máquina de diseño completamente original que utilice recurso geotérmico.

El Ing. Jaime Chavarría de la Gerencia de Ingeniería de LaGeo propuso a los estudiantes de la presente tesis, comprobar la disponibilidad de la baja entalpía para la elaboración de velas como un uso directo.

La producción de velas de distinta variedad en El Salvador se concentra en dos sectores, los pequeños productores que generalmente las fabrican de manera artesanal y se concentran principalmente en el interior del país, y en un pequeño grupo de empresas industriales que producen grandes volúmenes. La tesis se centra en el diseño y construcción de una máquina que permita aumentar significativamente la producción de pequeños productores de velas.

Al ejecutar un proyecto de esta magnitud se debe indagar en el problema existente, delimitarlo, establecer objetivos y alcances adecuados, desarrollar investigaciones sobre los procesos productivos actuales, recopilar información sobre los fundamentos físicos del proyecto para finalmente, diseñar la maquinaria, construir un prototipo y evaluar su desempeño.

El documento resume el proceso seguido en el diseño y la construcción de ese prototipo para elaboración de velones a pequeña escala aprovechando el recurso geotérmico de baja entalpía.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 Generalidades de la energía geotérmica

La energía geotérmica se deriva del vapor de agua atrapado a gran profundidad bajo la superficie terrestre. Si se hace llegar a la superficie, puede impulsar una turbina para generar electricidad.

El vapor producido por líquidos calientes naturales en sistemas geotérmicos es una alternativa de generación eléctrica que se obtiene en plantas de energía. Las perforaciones modernas en los sistemas geotérmicos alcanzan reservas de agua y de vapor, calentados por magma mucho más profundo. La mezcla pasa por un separador de donde sale el vapor, la salmuera y líquidos; los líquidos se envían a pozos de reinyección para que no se agote el yacimiento geotérmico. El vapor continúa hacia las turbinas que con su rotación mueve un generador y produce energía eléctrica. Después de la turbina el vapor es condensado y enfriado en torres y lagunas. La energía geotérmica se muestra como una de las energías más prometedoras y suscita un interés creciente en el conjunto de las estrategias que promueven la explotación de fuentes de energías versátiles y renovables.

1.1.1 Historia de la energía geotérmica

Los centros y ubicaciones volcánicas siempre han sido lugares de interés para la humanidad, por el hecho de la existencia de fumarolas o como en el país se le conoce como infiernillo y fuentes termales que pueden utilizarse para cocción de alimentos o simplemente para bañarse.

Investigaciones arqueológicas alrededor del mundo han determinado que los restos más antiguos relacionados a energía geotérmica han sido encontrados en Nisato, Japón, y son objetos tallados en piedra volcánica. Las primeras

civilizaciones antes de Cristo, apreciaban la práctica de baños termales y la utilización de barros termominerales, pero fueron los griegos, y posteriormente los romanos los que dejaron numerosos ejemplos de la aplicación geotérmica en calefacción humana, con los baños públicos termales.

Con el pasar de los años y el constante paso de nuevas innovaciones, el hombre ha tenido la necesidad de mejorar los procedimientos técnicos de producción y satisfacción de necesidades, lo cual hizo que no se conformara con solo extraer el calor proveniente que afloraba de la superficie del planeta; esto dio paso para que en el siglo XX se pudiera explorar a mayor profundidad y extraer de mejor manera el calor proveniente de la tierra, dando la pauta para que en Italia se diera inicio a la utilización de campos geotérmicos, lo cual dio paso al desarrollo de un sistema extractor de calor de los procesos de evaporación.

Con el creciente auge y el revuelo de la revolución industrial, se dio paso a un sistema que utilizaba el vapor geotérmico para la generación de electricidad y que, en los años de 1910 a 1940, se pusieran en marcha varios sistemas de baja presión. Durante el mismo periodo se realizaron las primeras perforaciones en Japón y se instaló la primera planta de generación eléctrica, mientras en Estados Unidos se instalaba la primera máquina a vapor conectada a un dínamo en un pequeño establecimiento termal. A inicios del siglo XXI el impacto que había causado la creación de plantas de generación geotérmica había incrementado un 90% a nivel mundial.

1.1.2 Fundamentos de la geotermia

El globo terrestre desde el centro hacia la superficie está constituido por tres capas con un gradiente de temperatura decreciente, el núcleo es la parte más interna de la tierra su estructura está constituida por una superficie líquida y una parte interna sólida y alcanza una temperatura de 4,200 °C, el manto es la capa que envuelve al núcleo su estructura es plástica hacia al interior y se vuelve sólido hacia la superficie, el rango de temperatura desde la parte más externa a la interna es de los 1,000 °C a los 3,000°C, le sigue la corteza la cual está constituida por las temperaturas más bajas en la superficie terrestre que alcanzan los 20°C lo que hace notar que aproximadamente la mayor parte de la tierra está sometida a temperaturas por arriba de los 1,000°C, de los cuales su calor interno es atribuido a desintegración de isotopos radiactivos, calor inicial de la formación del planeta, movimientos diferenciales de las capas que constituyen la tierra y las constantes cristalizaciones del núcleo (Trillo & Angulo).

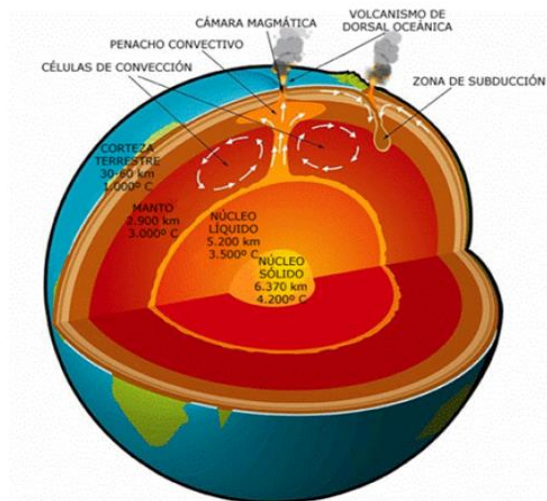


Figura 1. Estructura interna de la tierra. [Ilustración].

Fuente: (Trillo & Angulo)

La utilización de la energía geotérmica es establecida por una serie de requisitos geológicos que determinan la ubicación de yacimientos geotérmicos. El primer requisito es disponer de pozos de explotación para extraer el fluido geotérmico que es una combinación de vapor, agua y elementos químicos. Es trasladado hacia la planta geotérmica donde será ocupado para la producción de energía eléctrica.

1.1.3 Clasificación del recurso geotérmico y aplicaciones

Los tipos de recursos geotérmicos, son catalogados basado en el nivel de temperatura:

- Yacimiento de alta temperatura: temperatura mayor a 150 °C, la fuente de calor permite que el fluido establezca los parámetros de presión y temperatura suficiente para producir energía eléctrica.
- Yacimientos de media temperatura: la temperatura del fluido (entre 90 y 150°C) se aprueba para la generación de electricidad mediante ciclos binarios combinados que en general presentan menor rendimiento que los anteriores.
- Yacimientos de baja temperatura: con temperaturas de entre 30 y 90°C y gradientes térmicos normales, este tipo de yacimientos es habitualmente usado para calentamiento de distrito con uso directo sin uso de bomba de calor para el cultivo de setas y demás productos agrícolas.
- Yacimientos de muy baja temperatura: temperaturas inferiores a 30 °C este tipo de fuente el flujo de calor no es almacenado bajo capas impermeables y se produce una estabilidad térmica en el subsuelo, son muchas veces utilizadas para atracción termal turística.

1.1.3 Energía geotérmica en El Salvador

En Ahuachapán a partir del año 1972 en El Salvador, se inició la construcción de la central geotérmica en los Ausoles de Ahuachapán. Esta planta comenzó a funcionar a partir de 1975, generando grandes cantidades de energía eléctrica para muchos hogares de la región occidental de El Salvador; con el avance del tiempo, ya en el año de 1981, esta central ya cubría más del 40% del consumo eléctrico nacional, lo que provocó un impacto negativo en el recurso.

En años posteriores a 1980, se ejecutaron diferentes estudios de ingeniería de reservorios, para determinar nuevas zonas potenciales para la extracción de fluidos geotérmicos, por medio de los cuales se produce la energía. En el transcurso de 1985 a 1993 se estableció un programa para una extracción y generación de energía más adecuada, la cual va encaminada a mantener las características físicas, termodinámicas y químicas de la central, dentro de los límites recomendables para la producción de energía eléctrica, se ha construido el sistema de reinyección de pozos perforados en Chipilapa (extensión del mismo campo ubicado a 6 km al oeste de la actual central).

Durante el mismo período se pensó en Berlín, Usulután como punto potencial, en el año de 1981 se desarrolló el proyecto denominado “Desarrollo del proyecto geotérmico de la zona centro-oriente” con financiamiento del Banco Mundial, a partir de los resultados la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Río Lempa (CEL) elaboró el proyecto “Bocapozo Berlín 1”, por medio del cual en el año de 1992 se crea una pequeña central geotérmica, conocida como “Central el Tronador”. En el año de 1993, se elaboró un proyecto denominado “3ra. Bocapozo”, el cual no se concluyó.

1.1.4 Tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos

En la industria de la geotermia para extraer el calor geotérmico en cantidades masivas y con potencial para generación de energía eléctrica, el transporte de los fluidos es esencial, y este consiste en vapor, agua, gas, o una mezcla de ellos en varias proporciones definido como fluido geotérmico, que ha sido emitido desde un reservorio geotérmico junto con un arrastre de sustancias disueltas. El transporte del fluido geotérmico se realiza por medio de las tuberías de acarreo, diseñadas para soportar condiciones de presión y temperatura que obtiene el fluido en el reservorio (Gonzales Soletto, 2015).

Los fluidos geotérmicos se encuentran almacenados en el reservorio a alta presión y temperatura. Estos son extraídos del reservorio mediante pozos de producción y transportados por sistemas de tubería hasta los separadores ciclónicos. En estas unidades se separa la fase líquida del vapor, el vapor es enviado a la planta de generación, donde es utilizado para mover las turbinas y la fase líquida es movilizadada hacia pozos de inyección en caliente (por medio de tuberías, llamadas también tuberías de reinyección), desde los cuales son reintegrados al reservorio.

El sistema de acarreo que transporta el fluido (vapor geotérmico), está diseñado con tuberías de acero recubiertas con material aislante y lámina de aluminio, con el objetivo de minimizar las pérdidas calor que reduce la temperatura.

Las tuberías de acarreo de fluidos geotérmicos pueden estar ubicadas a muchos kilómetros de la planta generadora, dependiendo del tipo de pozo éstas distancias pueden ser considerables, por lo que el estudio de las pérdidas hidráulicas, pérdidas térmicas, comportamiento del flujo bifásico e inclusive las posibles dilataciones de las tuberías de acarreo son un eje central al momento

de diseñar y construir un sistema de acarreo desde un pozo hacia la planta generadora.

La Figura 2 muestra la disposición del sistema de acarreo de fluido geotérmico de la central geotérmica de Ahuachapán, se muestran los pozos y las distancias esquematizadas de tubería hacia la planta, se hace énfasis en que la unidad 3 de la planta aún no había sido instalada, por lo que es un punto de comparación cronológico en este caso (antes de 1981).

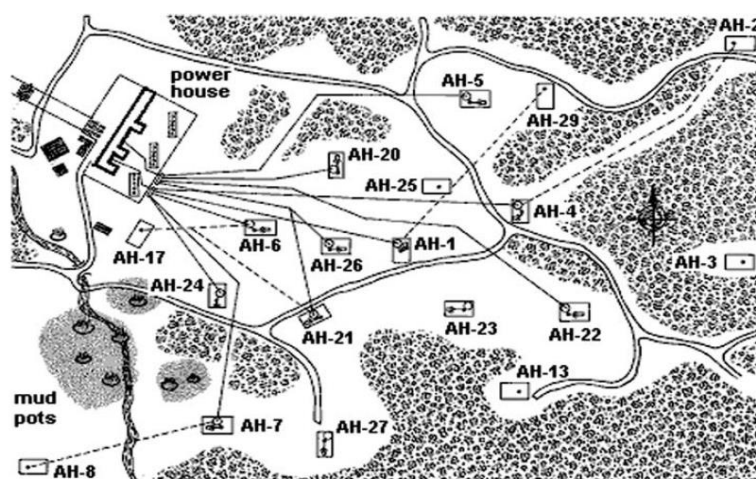


Figura 2: Sistema de tuberías de acarreo de la central geotérmica de Ahuachapán para las unidades 1 y 2, la unidad 3 aún no había sido instalada. [Esquema]. Fuente: (DiPippo, 2008).

1.1.5 Pozos geotérmicos

Los pozos geotérmicos varían en su dimensionamiento y profundidad en relación directa a su funcionalidad, también puede afirmarse que la dispersión de los pozos dentro del campo geotérmico puede llegar a ser muy alta. La central geotérmica de Ahuachapán muestra fidedignamente estos hechos, “El área del campo geotérmico en la que se encuentran los pozos productores es de aproximadamente 2.5 kms², la profundidad de los pozos varía entre 600 y 2,750

metros, y en la actualidad cuenta con 56 pozos perforados entre productores, inyectores, de monitoreo y otros.” (LaGeo, 2013).

Los pozos geotérmicos no son uniformes en toda su longitud, estas dimensiones varían en gran manera. En las primeras etapas los pozos se encuentran recubiertos con tuberías de acero y cementados a la formación rocosa. En su última etapa (zonas de aporte de fluidos) se coloca tubería ranurada, sin cementar. Esta permite que los fluidos puedan ingresar al pozo y ser llevados a la superficie.

Existen diferentes tipos de pozos, los cuales según su funcionalidad se clasifican en:

- Pozos productores: Son pozos con aptitudes productivas, utilizados para extraer los fluidos del reservorio. La Figura 3 muestra este tipo de pozos. Para su operación es necesario la instalación de válvulas en su parte superior, conocida como cabezal.



Figura 3 Separador ciclónico instalado en un pozo geotérmico. [Fotografía].

- Pozos inyectores: Son utilizados para reintegrar los fluidos al reservorio después de utilizar su potencial de generación eléctrica, generalmente se

ubican a una distancia considerable con el fin de evitar choques térmicos con el reservorio utilizado para producción. Existen dos tipos de pozos de inyección:

1. Pozos de inyección en caliente: Inyectan los fluidos provenientes de las unidades de separación, con temperaturas de 160 °C (Ahuachapán) y/o 180 °C (Berlín, Usulután).
 2. Pozos de inyección en frío: Inyectan los fluidos provenientes de las torres de enfriamiento y de las lagunas de precipitación.
- Pozos observadores o de monitoreo: Son pozos utilizados para monitorear parámetros térmicos e hidráulicos del yacimiento geotérmico.
 - Pozos en espera y observación: Estos pozos han perdido el potencial para la producción, generan vapor, pero la presión de cabezal no es suficiente para transportar el fluido por las líneas de acarreo. Para aprovechar el calor obtenido de estos pozos se tienen diversos proyectos realizados como alternativa para su uso. En la Figura 4 se puede apreciar un pozo de estas características ubicado en Ahuachapán, cuyo aprovechamiento se hace a través de la aplicación de un baño sauna.



Figura 4. Vista de un pozo en observación. [Fotografía].

1.2 Fabricación de velas

1.1.1 Historia de la fabricación de velas

La más antigua descripción encontrada hasta el momento con respecto a las velas aparece en escritos romanos del siglo I d.C., en esta época este invento se consideraba una obra de arte. Hechas en sebo, un extracto sólido casi incoloro e insípido de grasa animal o vegetal, las velas eran también comestibles, y existen relatos acerca de soldados que acosados por el hambre devoraban sin titubear sus raciones de velas. Siglos más tarde, los guardianes de faros británicos, aislados durante varios meses, hicieron la ingestión de vela una práctica profesional reconocida. Se dice que las primeras velas fueron desarrolladas por los egipcios, quienes usaban “velas de junco” o antorchas empapando los carrizos de sebo fundido, sin embargo, los romanos fueron los que mejoraron la vela utilizando pabilo, de esa manera auxiliaban a los viajeros en la oscuridad, y proveían de luz a los hogares y sitios de culto. Incluso las velas de sebo más caras exigían que, cada media hora, se despabilara el extremo carbonizado de la mecha o pabilo sin extinguir la llama. Una vela que no se sometiera a esta operación, no solo difundía una pequeña parte de su capacidad, si no que la llama al arder muy baja, derretía rápidamente el sebo restante. De hecho, en una vela que se dejara arder por sí sola, solo se consumía el 5% del sebo, y el resto quedaba sin aprovechar. Un castillo en el que ardieran cientos de velas de cebo por semana, requería un equipo de sirvientes encargados de despabilarlas.

Hasta el siglo XVII hubo compañías teatrales que contaban con un encargado de despabilar las velas, este era experto en este arte, entraba de vez en cuando en escena, en ocasiones coincidiendo en un momento de tensión dramática, para recortar los pabilos carbonizados de las velas humeantes.

Aunque su entrada solía ser ignorada, si remataba con éxito la operación con todas las velas, el público le dedicaba un aplauso. Esta tarea ya no tuvo objeto a partir de finales de este siglo, cuando se propagó el uso de velas de abeja, que se evaporaban parcialmente. La cera era tres veces más cara que el sebo, pero las velas fabricadas con ella ardían con una llama más viva.

La iglesia católica ya había adoptado el lujo de los cirios de cera, y la gente muy rica los empleaba para ocasiones importantes. Datos referentes a una de las grandes mansiones británicas muestra que, durante el invierno de 1765, sus habitantes consumieron más de cien libras de velas de cera en un mes.

En el siglo siguiente, las velas de lujo serían la de cera blanca y reluciente, la dura y amarilla de sebo vegetal, procedente de China, la vela verde, perfumada con laurel, utilizada en la costa nordeste de Norteamérica.

A fines del siglo XVIII, gracias al auge de la caza de ballenas, las velas comenzaron a hacerse con esperma de ballenas, el cual lo obtenían de la cabeza del animal. Tuvo gran éxito ya que las velas que se fabricaban con este material, no tenían olor desagradable al prenderse, además que no se doblaban o deformaban con el calor del verano. Durante el siglo XIX ocurrieron los mayores progresos, desarrollando la industria de fabricar velas. En 1834, el inventor Joseph Morgan, fabricó una máquina que permitía, la producción continua de velas mediante el empleo de un cilindro como un pistón móvil, que expulsaba las velas al estar sólidas. Así mismo, el desarrollo de la estearina como compuesto químico, originalmente producido a partir de la grasa (mineral) refinada produjo grandes cambios en la técnica de hacer velas; se extendió la duración, la dureza y los colores se tornaron más opacos y de buen olor.

Hacia 1850 durante el proceso de refinación del petróleo, se descubrió una cera de color blanco que ardía limpiamente, y no emitía olor desagradable, se

llamó cera-parafina, que pronto sustituyó a los materiales que en ese entonces se usaba en la fabricación de velas. La mayor importancia del descubrimiento de la parafina era su costo, esta era más económica de producir que los anteriores combustibles empleados. La mayoría de las velas se fabrican con una mezcla de parafina y estearina y así se controlaba el punto de fusión de la parafina que era bajo. La producción de velas declinó con la invención en 1879 por Thomas Edison de la bombilla que alumbraba con energía eléctrica, sin embargo, actualmente vuelve a renovarse su popularidad, al ser empleadas como decoración, para ceremonias, en iglesias, en celebraciones, para rituales y hasta para alumbrar cuando la electricidad falla. (Pulido Ruíz, 2008).

1.2.1 La industria de fabricación actual de velas en El Salvador

Actualmente el mercado y la industria en la fabricación de velas en El Salvador se encuentra muy reducido, hay muy pocos lugares los cuales producen velas a nivel industrial y semi industrial, las velas artesanales que son las que más se producen, especialmente durante los períodos de fiestas patronales o fiestas de semana santa.

En esta sección se presenta un listado con algunas de las industrias y ventas de velas en el país:

- La Casa de La Vela.
- Blanche.
- Casa Vela.
- Velas Blessed.
- Artenick Candle Shop.
- Casa Antigua S.A de C.V.

1.2.2 Materiales utilizados en la fabricación de velas

Los materiales utilizados para la elaboración de velas son los siguientes:

- **Parafina:** Cera de origen mineral del petróleo, presentan un estado sólido a temperatura ambiente, la parafina presenta forma de masa incolora o traslúcida, no tiene olor ni sabor y es ligeramente grasosa al tacto.

Tipos de parafinas:

1. Parafina liviana: pertenece al grupo de los medios destilados, se obtiene de destilados entre 200 y 350 °C.
2. Parafina media: es un producto de muy alta viscosidad usado como carburante en procesos de transporte gas, calefacción, etc.

Clasificación de la parafina:

1. Macrocristalinas: Tipo de parafina formada por cadenas moleculares lineales lo cual permite la formación de cristales grandes que permiten la apariencia transparente y brinda propiedades aislantes.
 2. Microcristalinas: la formación de las cadenas es de corto alcance lo que causa la formación de pequeños cristales lo que le confiere buenas propiedades de adhesividad a diversas superficies.
 3. Semirrefinadas: En el proceso de destilación este tipo de parafina queda con un porcentaje bajo de aceite en su composición.
- **Estearina:** Es un subproducto derivado de la grasa animal es de color blanco y es un elemento que funciona como aditivo en la fabricación de velas lo que disminuye los problemas de deformación, también participa en resaltar los colorantes agregados.
 - **Vybar:** Es un estabilizador que se utiliza principalmente en velas. Se usa en productos para mejorar la opacidad y textura de la vela, además de

mantener la uniformidad del color de la vela y hacer que la fragancia perdure.

- **Mecha:** La mecha o también llamada pabilo, es fabricada a partir de algodón trenzado y en el proceso de fabricación de las velas dependerá ya que puede ser mojada en parafina antes o después para su colocación en la vela.
- **Colorantes:** Generalmente se usan anilinas o colorantes solubles en cera, su consistencia puede ser en partículas de polvo o de forma líquida.
- **Aromatizantes:** Pueden ser esencias que se extraen también de forma de destilación ya sea de canela, ciprés, vainilla u otros.

1.2.3 Propiedades físicas de la parafina y sus aditivos

Tabla 1: Propiedades de la parafina y aditivos. Fuente: (Ruiz)

PROPIEDAD	PARAFINA	ESTEARINA	VYBAR
Densidad sólida	818 kg/m ³	850 kg/m ³	800 kg/m ³
Densidad líquida	750 kg/m ³	-	-
Viscosidad cinemática	3.28cSt	9.74 cSt a 70°C	-
Viscosidad dinámica	2.43 cP	10.16 cP a 70°C	345 cP a 100°C
Punto de fusión	58-60 °C	68-70 °C	58 °C
Peso específico	80.164 N/m ³	0.847 N/m ³	-
Calor específico Solido	2.95 kJ/kg °C	2.36 kJ/kg °C	-
Calor específico liquido	2.51 kJ/kg °C	-	-
Conductividad térmica	0.24 W/m °C	-	-
Punto de ebullición	300 °C	258-260 °C	-

1.2.4 Procesos de fabricación de velas

1.2.4.1 Fabricación artesanal

Las velas fabricadas de manera artesanal consisten principalmente en el velón (vela de aproximadamente 7 cm en diámetro), velas en contenedores de vidrio o plásticos, cirios y pantallas; las técnicas para la elaboración de distintas clases de velas pueden ser muy variados, sin embargo el proceso de derretir y mezclar la parafina generalmente es el mismo, al interior de una olla se coloca todos los materiales y aditivos, posteriormente se calienta todo en una cocina (a gas o eléctrica) hasta derretir y mezclar todos los materiales, finalmente se vierte la mezcla en un molde y se realizan las distintas técnicas de fabricación para conseguir velas con formas, colores y texturas más exóticas.

La fabricación de velas artesanal generalmente es de baja producción en volúmenes, debido a que la cantidad de velas a producir por tanda depende directamente del volumen del recipiente donde se calientan los materiales, por lo que usualmente se obtienen de 3 a 5 velas en cada proceso; respecto a los tiempos de producción, desde el instante que comienza a calentarse la parafina hasta terminar el proceso de enfriamiento a temperatura ambiente y solidificación de la vela, puede transcurrir 5 horas. La mayor parte del tiempo de producción es en tiempo muerto, donde se espera que la vela enfríe y solidifique lo suficiente para ser retirada del molde (en el caso de los velones). Según las observaciones realizadas, es poco común que los productores artesanales busquen acelerar el proceso de enfriamiento, por lo general simplemente se espera a que las velas enfríen por sí solas por convección natural al ambiente.

En la Figura 5 puede apreciarse una variedad de velas que pueden fabricarse mediante procesos artesanales.



Figura 5. Ejemplos de velas fabricadas de manera artesanal. [Fotografía].

1.2.4.2 Método de vaciado

El proceso por vaciado consiste en calentar la parafina junto a sus aditivos a una temperatura entre 80°C y 90°C, la fuente de calor será externa y la parafina debe ser colocada en el recipiente en un baño de María o con la fuente de calor directa, luego debe ser vertida en los recipientes tipo moldes para su enfriamiento y posteriormente ser retirados. El proceso de fabricación por vaciado es uno de los primeros métodos de fabricación que fueron industrializados, esto debido a la facilidad de fabricar grandes volúmenes de velas en tiempos relativamente cortos, se fabrican generalmente velas de diámetros mayores a los 50 mm, pero dependiendo de las dimensiones del molde también se pueden realizar velas de diferentes tamaños. Por lo general se utiliza enfriamiento inducido para acelerar el proceso de fabricación, ya que se tienen tiempos de solidificación de las velas alrededor de las 6 horas si se enfrían a temperatura ambiente.



Figura 6. Máquina industrial para fabricar velas por método de vaciado. [Fotografía]. Fuente: (quiamexivo, s.f.)

1.2.4.3 Método por inmersión

Este método produce velas largas iluminadoras que son muy utilizadas en candelabros y se conocen normalmente como espelmas, el espelma es delgado, tiene aproximadamente 25 mm de diámetro y entre 200 y 400 mm de largo, por lo tanto, el método de fabricación de espelmas es diferente. Estas se elaboran en unos bastidores, a los cuales se les coloca el pabilo el cual se debe sumergir en la parafina las veces que sean necesarias para conseguir el diámetro deseado. Una característica que se puede observar en este tipo de vela es que, debido a la gravedad, al momento de salir de la inmersión, gran parte de la parafina agregada baja hasta la base de la vela y se acumula. La apariencia final de este tipo de vela es semejante a un cono. El proceso de fabricación puede llegar a tardar un tiempo considerable, este tiempo de fabricación largo se compensa con la cantidad de velas producidas, ya que cada bastidor puede contener una cantidad considerable y dependiendo del diseño.



Figura 7. Máquina de fabricación de velas por inmersión. [Fotografía].
Fuente: (Dolecki, s.f.)

1.2.4.4 Método por compactación

Este método de fabricación de velas es único en su tipo, luego de que la parafina con sus aditivos es derretida, esta se hace pasar por unos aspersores que lo rocían directo a unos tambores giratorios donde rápidamente se enfrían y se almacenan en forma de pequeños granos de parafina; posteriormente esta parafina granulada se hace pasar a una máquina compactadora que le da la forma a la vela dependiendo de la forma del molde donde es compactada. La Figura 8 muestra el tambor de esta máquina.



Figura 8. Tambor donde se forman los gránulos de parafina. [Fotografía]. Fuente: (Cooperation, 2018).

1.2.5 Tipos de velas en el mercado

La vela, según la RAE, es una pieza generalmente cilíndrica o prismática y de cera o parafina, con un pabilo en su eje y que se utiliza para alumbrar. Sin embargo, su aplicación puede ser entre muchos otros, la de decorar y crear un ambiente agradable en cuanto a iluminación y aroma en el lugar.

Para ello, se puede encontrar diferentes clases o tipos de velas que se puede adquirir en el mercado para distinguir sus funciones y el lugar más adecuado para cada una de ellas, el límite es la imaginación del que fabrica la vela.

Algunos tipos de velas más comunes encontradas en el mercado son:

- **Velón:** Consiste en una vela cilíndrica cuyo diámetro mide entre 50 mm a 100 mm, su elaboración puede incluir coloración y aroma. Sus aditivos le dan las propiedades necesarias para la duración y acabado superficial.



Figura 9. Diferentes tipos de velones. [Fotografía].

- **Vela delgada iluminadora:** Normalmente se utiliza en los hogares para iluminar espacios o cuando no hay presencia de energía eléctrica, su

diámetro mide entre 15 mm a 20 mm y su longitud aproximada normalmente es de 200 mm a 250 mm. Normalmente no se elaboran con aroma y su color es blanco.



Figura 10. Vela delgada iluminadora. [Ilustración].

- **Velas largas iluminadoras, o espelmas:** Se elaboran mediante un proceso de inmersión o sumergido de las mechas y en cada sumergido adquieren una capa de parafina que le aumenta el grosor y por acción de la gravedad, parte de la parafina fluye hacia abajo y adquieren una forma relativamente cónica.



Figura 11. Velas largas iluminadoras. [Ilustración].

- **Cirios:** Son velas con aditamentos especiales realizadas para mantener larga duración con llama, normalmente para 7 o más días.



Figura 12. Vela tipo Cirio. [Ilustración].

- **Pantallas:** Realizadas para la decoración, consiste en un molde elaborado de parafina que cubre la llama y con el efecto luminoso crea un farolito y sombra en el espacio, también se realizan en forma redonda o cuadrada.



Figura 13. Pantallas de parafina para velas. [Ilustración].

- **Velas en recipientes:** Estas velas normalmente se vierten en recipientes de vidrio y se pueden comercializar directamente en él, se pueden elaborar de diferentes colores y aromas.



Figura 14. Velas en recipientes. [Fotografía].

- **Parafina Aromatizante:** Un método efectivo para adecuar ambientes aromatizados. Consiste en el calentamiento de cubos de parafina con aroma, colocándolos en una pequeña superficie cerámica que contiene un espacio para aplicación de la llama de calentamiento.



Figura 15. Parafina aromatizante y estructura cerámica. [Fotografía].

1.2.6 Tipos de moldes para velas

Una gran cantidad de velas necesitan ser moldeadas para obtener la forma deseada por el cliente o simplemente para contener la mezcla de la vela para permitir su solidificación (veladoras de vaso). Los moldes para las velas tienen que ser capaces de soportar temperaturas mayores de 100 °C que generalmente es la temperatura de ingreso de la parafina líquida, por esa razón se eligen materiales metálicos o polímeros de alta resistencia. Otro tipo de velas se realizan en moldes de recipientes de vidrio y se dejan en el recipiente para su comercialización.

Algunas propiedades que se requieren para la selección de los moldes de la vela son:

- Soportar altas temperaturas
- Buena conductividad térmica para evacuar el calor
- Permeables
- Superficie anti adherente
- Bajo peso

Los materiales para esta aplicación más utilizados por los comerciantes y empresas industriales son:

- Aluminio
- Latón
- Acero inoxidable
- Acero ASTM A 53
- Moldes de vidrio
- Moldes de PVC
- Moldes de silicón

1.3 Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor

1.3.1 Propiedades de las sustancias puras

Se conoce como sustancia pura a las sustancias cuya composición química es fija en cualquier parte, el agua, el nitrógeno y el dióxido de carbono son ejemplos de sustancias puras. Una sustancia pura no tiene que estar conformada por un solo elemento o compuesto químico, una mezcla de varios de éstos también puede ser una sustancia pura siempre y cuando la mezcla sea homogénea.

Una propiedad muy importante relacionada íntimamente con las sustancias puras es la entalpía, esta es una propiedad en combinación, puesto que engloba tanto a la energía interna como a la expresión presión por volumen, dicha combinación es muy recurrente al estudiar los procesos termodinámicos, por ello resulta tan útil una expresión como esta, la cual es en sí:

$$i = u + Pv \quad (1)$$

Donde i representa la entalpía específica de la sustancia, u representa la energía interna de la sustancia, P representa la presión y v representa el volumen específico de la sustancia.

Cuando un fluido sufre un cambio de fase durante un proceso se debe considerar las proporciones de fase gaseosa y líquida en la mezcla, es necesario ser capaz de describir las propiedades de un fluido en un punto al cambiar de fase, como es el caso del agua; para lograr describir el cambio de fase de una sustancia pura deben tenerse en cuenta los siguientes estados del fluido:

- Líquido comprimido: el fluido se encuentra en fase líquida y no está a punto de evaporarse, a medida se le transfiere energía al fluido este se expande un poco (aumenta su volumen específico).

- Líquido saturado: el fluido está a punto de empezar a evaporarse, esto gracias a la adición de más energía, la temperatura a la cual un fluido empieza a evaporarse depende directamente de la presión de dicho fluido.
- Vapor saturado: es el punto donde el vapor está a punto de condensarse, la región comprendida entre el líquido saturado y el vapor saturado corresponde a una zona de mezcla bifásica líquido-vapor.
- Vapor sobrecalentado: es el punto más allá del líquido saturado, donde teóricamente solo se tiene el fluido en fase gaseosa.

Para ilustrar mejor este concepto, se muestra en la siguiente figura las regiones descritas con anterioridad dentro de un diagrama T-v.

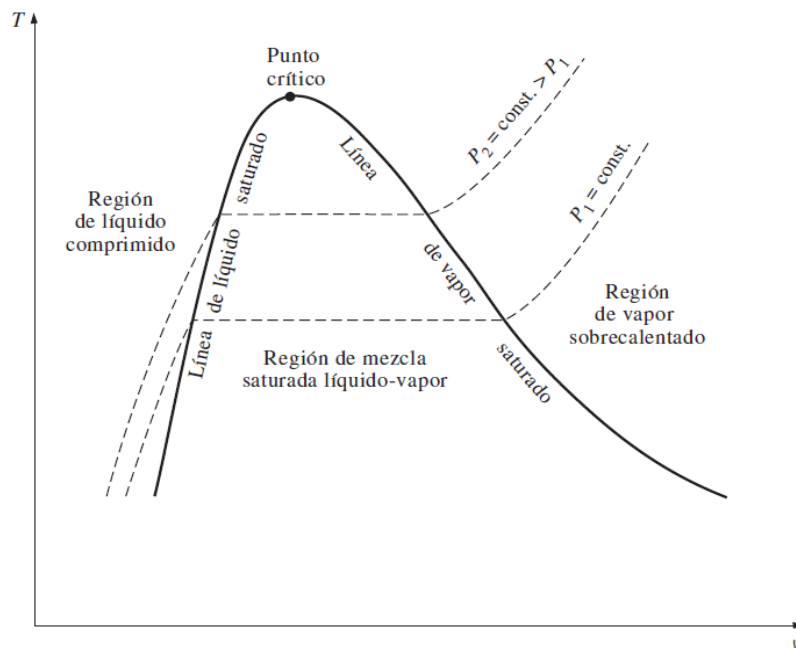


Figura 16: Diagrama T-v de una sustancia pura. [Ilustración].
Fuente: (Cengel, Termodinámica, 2012).

Es importante describir correctamente las proporciones de vapor y líquido si se tiene un punto de interés dentro de la campana del diagrama descrito anteriormente, afortunadamente, se tiene tablas para diferentes presiones y

temperaturas que describen las propiedades del fluido, conteniendo estas los valores de entropía, entalpía, energía interna y volumen específico, sin embargo, se debe primero establecer las proporciones de vapor y líquido, esto se puede conocer a través de la titulación del fluido, la cual representa el cociente entre la masa de vapor y la masa total, la fórmula más conocida concierne al volumen específico, y es:

$$x = \frac{v_{puntual} - v_f}{v_g - v_f} \quad (2)$$

Donde:

x : Razón de vapor en la mezcla a la presión específica.

$v_{puntual}$: Volumen específico en el punto de interés a la presión específica.

v_f : Volumen específico de líquido saturado a la presión específica.

v_g : Volumen específico de vapor saturado a la presión específica.

1.3.2 Principio de la conservación de la masa

El principio de conservación de la masa establece que, en un proceso de flujo estacionario, las entradas de masa a un sistema tienen que corresponder a las subsecuentes salidas de masa, es decir, que nada de masa puede perderse, toda debe poder cuantificarse al analizar las entradas y salidas del sistema.

En un proceso de flujo estacionario la masa contenida dentro del volumen de control no cambia con el tiempo, por lo que la masa que entra al volumen de control debe ser igual a la masa que sale de este, por lo que en un proceso de flujo estacionario:

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad (3)$$

La ecuación (3) permite evaluar múltiples salidas y entradas siempre y cuando se tenga un flujo estacionario, si el caso puede reducirse aún más teniendo una corriente única, es decir una sola entrada y una sola salida (como en el caso de toberas, bombas, compresores y otros) se tiene entonces la siguiente expresión:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4)$$

$$\rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 \quad (5)$$

Donde (en unidades del SI):

\dot{m} : Flujo másico (kg/s).

ρ : Densidad del fluido (kg/m³).

c : Velocidad del fluido (m/s).

A : Área de flujo (m²).

Debe prestarse especial atención en que efectivamente el flujo másico debe conservarse. Sin embargo, el flujo volumétrico no necesariamente debe conservarse. La conservación o no del flujo volumétrico depende de si el fluido es compresible o no, un fluido compresible (como el aire) puede experimentar cambios notorios en su densidad, por ello como regla general en el flujo de un gas no se conserva el flujo volumétrico y en el caso de un líquido, este si se conservaría. La siguiente figura expresa el principio de conservación de la masa en flujo estacionario.

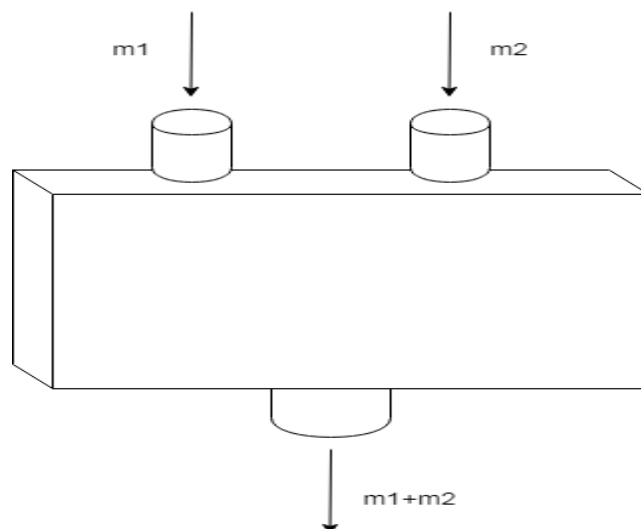


Figura 17: Balance de masa en un proceso de flujo estacionario. [Ilustración].

1.3.3 Primera ley de la Termodinámica para sistemas abiertos

La primera ley de la Termodinámica establece el principio de la conservación de energía en un sistema, sea el sistema de estudio cerrado o abierto. La primera ley de la Termodinámica permite estudiar las interacciones equivalentes de energía (energía cinética, potencial, térmica, trabajo, etc.) de un sistema en dos estados diferentes.

Para el caso general, se tiene que la energía en un sistema debe ser igual en todo momento, esto es:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema} \quad (6)$$

En un proceso de flujo estacionario, no existe cambio en la tasa de flujo másico ni en la tasa de cambio de energía en el volumen de control, por lo que en todo momento el cambio de energía dentro del volumen de control debe ser 0, se tiene entonces que debe cumplirse:

$$E_{entrada} = E_{salida} \quad (7)$$

1.3.4 Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de energía en forma de calor es una de las formas de intercambio de energía más comunes en la Naturaleza, Incropera (Incropera, 1999), define el concepto como: “Transferencia de calor (o calor) es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas”.

Es imperativo que exista una diferencia de temperaturas para que exista una transferencia de calor, aunque al final ambos sistemas tenderán a alcanzar un equilibrio térmico entre sí (según la ley cero de la termodinámica), antes de analizar un sistema debe aclararse si la diferencia de temperaturas se mantendrá constante en dos puntos específicos o si esta tenderá a cambiar con el tiempo o con la posición; bajo esta óptica, puede tenerse transferencia de calor en estado estable (en un sistema se conserva la temperatura en el tiempo y en una posición específica) o transferencia de calor en régimen transitorio. La transferencia de calor como tal es un fenómeno de superficie, por lo que, al cuantificar las entradas y salidas de energía, importa analizar las fronteras físicas del sistema y no así el volumen o la masa de este, el balance de energía en la superficie obedece a la primera ley de la termodinámica, en la Figura 18 se ilustra este concepto.

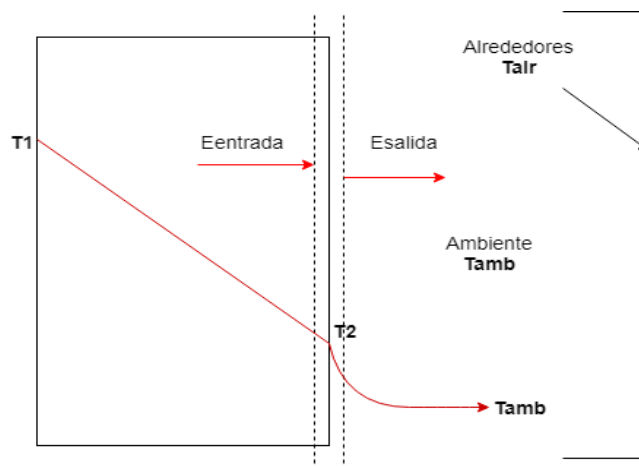


Figura 18: Balance de energía superficial. [Ilustración].

1.3.4.1 Transferencia de calor por conducción

La transferencia de calor por conducción se puede definir como la energía que se transfiere de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas, en líquidos y gases se asocia a la conducción con las colisiones y la difusión de las moléculas en su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos se asocia a la vibración de las moléculas y a la transferencia de energía por parte de electrones libres.

Considerando flujo estable y unidimensional de calor, la ecuación que describe la transferencia de calor a través de una pared plana es la siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (8)$$

Donde (en unidades del SI):

\dot{Q}_{cond} : Transferencia de calor por conducción (W)

K : Coeficiente de conductividad térmica (W/m K)

A : Área superficial, perpendicular a la dirección del flujo de calor (m²)

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura en dirección al flujo de calor

La siguiente figura esquematiza el fenómeno de la transferencia de calor por conducción en una pared plana:

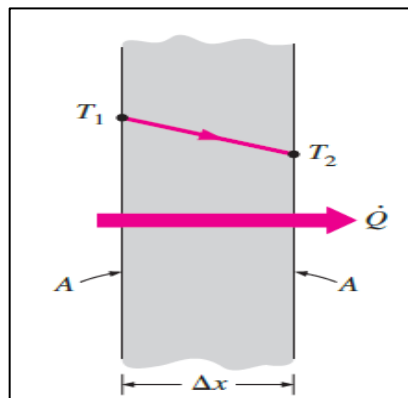


Figura 19: Transferencia de calor a través de una pared plana. [Ilustración] Fuente: (Cengel A., Introducción y conceptos básicos, 2011)

Para el caso de conducción de calor a través de paredes cilíndricas, se tiene la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{cond,cil} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (9)$$

Donde (en unidades del SI):

$\dot{Q}_{cond,cil}$: Conducción de calor a través de las paredes de un cilindro (W)

L : Longitud del cilindro (m)

k : Coeficiente de conductividad térmica (W/m.K)

T_1 : Temperatura mayor considerada en el análisis (K)

T_2 : Temperatura inferior considerada en el análisis (K)

r_2 : Radio mayor considerado en el análisis (m)

r_1 : Radio menor considerado en el análisis (m)

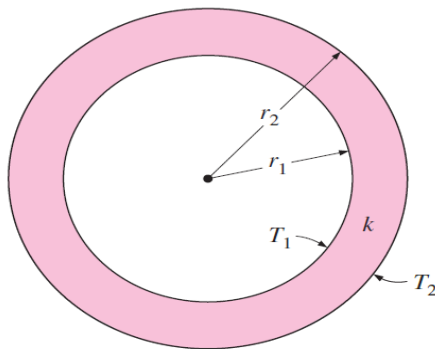


Figura 20: Configuración geométrica en la transferencia de calor en un cilindro. [Ilustración].
Fuente: (Cengel A., Conducción de calor en estado estacionario, 2011)

1.3.4.2 Conceptos generales para la transferencia de calor por convección

La transferencia de calor en un sólido siempre se da por conducción, sin embargo, en el caso de un líquido o un gas esto puede cambiar, Cengel (2011) afirma:

“La transferencia de calor a través de un fluido es por convección cuando se tiene un movimiento masivo de este último y por conducción cuando no existe dicho movimiento. Por lo tanto, la conducción en un fluido se puede concebir como el caso límite de la convección, correspondiente al caso de fluido en reposo”.

El estudio de la convección en si es muy complejo, ya que el comportamiento de la capa límite de fluido donde se da el proceso convectivo depende de la temperatura de la superficie, la geometría del elemento, la dirección del elemento, las condiciones del ambiente, entre otros parámetros.

El estudio de la convección puede realizarse matemáticamente al analizar ecuaciones generales que conciernen a los principios de conservación de la energía en la capa límite, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la masa, sin embargo, dichas ecuaciones son muy complejas matemáticamente hablando; por ello, se han formulado ecuaciones específicas para casos comunes de convección, dichas ecuaciones proporcionan el cálculo del coeficiente convectivo de manera relativamente sencilla, las ecuaciones son válidas si se encuentran en un rango de valores de ciertos parámetros específicos que se mencionarán posteriormente.

Los casos de transferencia de calor por convección son analizados bajo la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{amb}) \quad (10)$$

Donde (en unidades del SI):

\dot{Q}_{conv} :Flujo de calor por convección (W)

h : Coeficiente convectivo (W/m².K)

A_s : Área superficial del sólido expuesta al fluido

T_s : Temperatura superficial del sólido

T_{amb} : Temperatura del fluido

Los casos de convección pueden clasificarse en convección forzada o convección natural, el caso de convección forzada puede considerarse como aquel en el que el fluido se hace pasar de manera inducida a través del elemento de interés, ya sea de manera externa o interna; los casos de convección natural pueden considerarse como los casos donde el movimiento del fluido se induce por sí mismo, esto debido a los cambios de densidad provocados por las altas temperaturas en las cercanías del sólido, las diferentes temperaturas provocan diferencias de densidades en el fluido, lo que provoca movimiento de fluido en las inmediaciones del sólido.

Los parámetros característicos para los casos de convección (números adimensionales) se listan a continuación:

- Número de Reynolds

Relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas en el fluido, es un parámetro fundamental en el estudio de la convección, su ecuación es:

$$Re = \frac{cD}{\nu} \quad (11)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

c : Velocidad del fluido libre

D : Dimensión característica de la configuración geométrica

ν : Viscosidad cinemática del fluido

- Número de Prandtl

Establece la razón entre la difusividad de momento y la difusividad térmica, su ecuación es la siguiente:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (12)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl

μ : Viscosidad dinámica del fluido

C_p : Calor específico a presión constante del fluido

k : Constante de conductividad térmica del fluido

Un detalle notable para el número de Prandtl, es que todas sus variables son dependientes de la temperatura, por ello en tablas de propiedades de fluidos se encuentra tabulado el número de Prandtl para diferentes temperaturas.

- Número de Nusselt

Relaciona la transferencia de calor por convección y la conducción en una capa de fluido con un espesor determinado, su ecuación es la siguiente:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (13)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt

L : Longitud característica de la capa de fluido

k : Constante de conductividad térmica en el fluido

Cuando se analiza los casos de convección en general, se necesitan evaluar propiedades del fluido a una temperatura, sin embargo, la temperatura del fluido difiere mucho en la superficie del sólido y al alejarse de este (temperatura del ambiente en general), por ello la temperatura para evaluar las propiedades del fluido suele tomarse como la temperatura promedio.

$$T_m = \frac{T_s + T_{amb}}{2} \quad (14)$$

Donde:

T_m : Temperatura promedio

T_s : Temperatura en la superficie del solido

T_{amb} : Temperatura ambiente del fluido

1.3.4.3 Flujo interno forzado

En el caso del flujo interno forzado, hay unas consideraciones generales que deben realizarse:

- Al considerar flujo interno, se tiene una zona en desarrollo de flujo en la sección de entrada, este flujo es impredecible, en la mayoría de ocasiones este flujo en desarrollo se limita a pequeñas secciones en la entrada del ducto, por lo que, a menos que se estudien ductos de longitud muy pequeña o se tengan fluidos con número de Prandtl muy elevados (como aceites) el flujo se considera completamente desarrollado.
- Según Cengel (2011), el número de Reynolds se considera en inicio de turbulencia si tiene un valor de 3,000, y completamente turbulento si es de 10,000. Para valores de Reynolds menores de 3,000 se considera el flujo como laminar.
- Para los cálculos se debe utilizar el diámetro hidráulico como longitud característica, en tubos de sección circular este es igual al diámetro del tubo; la formula general para determinar el diámetro hidráulico es la siguiente:

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (15)$$

Donde:

A : Área de la sección considerada

P : Perímetro de la sección considerada.

El flujo forzado en un ducto puede dividirse en dos casos peculiares, el primero cuando se tenga flujo laminar en el tubo, y el segundo cuando se tenga flujo turbulento, el flujo laminar puede subdividirse en otros dos casos, flujo de calor uniforme en la superficie y temperatura superficial constante; el flujo turbulento es analizado separadamente, se describirán las expresiones para calcular el número de Nusselt en cada caso a continuación:

- Régimen laminar, flujo de calor uniforme en la superficie:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (16)$$

- Régimen laminar, temperatura superficial uniforme:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (17)$$

- Régimen turbulento:

En el caso del régimen turbulento, primero debe considerarse la influencia de la rugosidad de la superficie sobre la cual fluye el fluido, la ecuación de Colebrook-White puede utilizarse para conocer el factor de fricción de la tubería:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 \ln \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right] \quad (18)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy

ε : Rugosidad absoluta del material

D : Diámetro de la tubería

Re : Número de Reynolds

Una expresión con bastante precisión en sus resultados para determinar el número de Nusselt es la ecuación propuesta por Gnielinski:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1,000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (19)$$

Donde:

f : Factor de fricción de Darcy

Re : Número de Reynolds

Pr : Número de Prandtl

- Flujo en sección anular:

Si se tiene flujo en una sección anular, se tienen expresiones totalmente diferentes para determinar el número de Nusselt.

Para caso de flujo laminar en sección anular, el número de Nusselt puede extraerse directamente de tablas, considerando el caso en el que la transferencia de calor se da a través de una de las paredes y la otra pared es adiabática. Si el intercambio de calor se da a través de la pared interna, debe considerarse Nu_i , Nu_o se considera en el caso opuesto.

Tabla 2: Número de Nusselt para flujo laminar en sección anular, el subíndice i se refiere a la pared interna de la sección anular, el subíndice o se refiere a la pared externa de la sección anular. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0.00	---	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

En el caso del flujo turbulento se pueden utilizar las expresiones normales para el flujo interno como las de Gnielinski, sin embargo, para el diámetro hidráulico en sección anular se utiliza la siguiente expresión:

$$D_H = D_o - D_i \quad (20)$$

Los números de Nusselt obtenidos deben corregirse al multiplicarlo por el siguiente factor, para la pared exterior adiabática:

$$B = 0.86 \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^{-0.16} \quad (21)$$

1.3.4.4 Flujo externo forzado

Para el caso del flujo externo forzado, varía la longitud característica considerada, en cada caso expuesto se mostrará cual es la longitud característica a considerar. Se tienen las siguientes expresiones para el número de Nusselt para casos comunes de flujo externo forzado:

- Flujo forzado sobre placa plana:

Las expresiones para el número de Nusselt según el régimen de flujo y las condiciones de la superficie son las siguientes:

1. Temperatura superficial constante, flujo laminar (válida para $Re < 5 \times 10^5$ y $Pr > 0.6$).

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

2. Temperatura superficial constante, flujo turbulento (válida para $5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$ y $0.6 \leq Pr \leq 60$).

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

3. Flujo de calor constante, válido tanto para flujo laminar como flujo turbulento sobre placa.



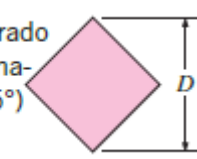
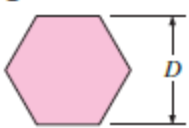
$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.680 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

Donde la longitud característica L en cada caso corresponde a la longitud paralela al flujo incidente de la placa plana.

- Flujo forzado transversal sobre diversas superficies:

La siguiente tabla muestra un resumen de las expresiones para el número de Nusselt para diversas geometrías en flujo transversal.

Tabla 3: Números de Nusselt para diferentes geometrías en flujo transversal. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
Círculo 	Gas o líquido	0.4-4	$Nu=0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$
		4-40	$Nu=0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$
		40-4000	$Nu=0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$
		4000-40 000	$Nu=0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$
		40 000-400 000	$Nu=0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$
Cuadrado 	Gas	5 000-100 000	$Nu=0.102Re^{0.675}Pr^{1/3}$
Cuadrado (inclinado 45°) 	Gas	5 000-100 000	$Nu=0.246Re^{0.588}Pr^{1/3}$
Hexágono 	Gas	5 000-100 000	$Nu=0.153Re^{0.638}Pr^{1/3}$

1.3.4.5 Convección natural

Para el estudio de la convección natural debe definirse un parámetro importante, conocido como el número de Grashof, siendo este:

$$Gr = \frac{g\beta(T_S - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (25)$$

Donde:

g : Aceleración debido a la gravedad (9.81 m/s²)

β : Coeficiente de expansión volumétrica (K⁻¹)

T_S : Temperatura en la superficie considerada (K)

T_∞ : Temperatura de los alrededores (K)

L_c : Longitud característica (m)

ν : Viscosidad cinemática (m²/s)

Pr : Número de Prandtl

Todas las propiedades descritas deben tomarse a la temperatura promediada entre la superficie y los alrededores.

Otro número adimensional en el estudio de la convección natural es el número de Rayleigh, este se define como el producto de los números de Grashof y de Prandtl.

$$Ra = GrPr \quad (26)$$

Conocido el valor para el número de Rayleigh, se procede a calcular el número de Nusselt, a continuación, se muestran algunos casos comunes de convección natural:

- Placa vertical (válida para todo el intervalo de Rayleigh):

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_{Lc}^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (27)$$

Al tratar una placa plana vertical, la longitud característica corresponde a la longitud vertical de la misma placa.

- Placa horizontal, superficie superior caliente (válida para $10^4 \leq Ra \leq 10^7$):

$$Nu = 0.54Ra^{\frac{1}{4}} \quad (28)$$

La longitud característica en este caso se toma como el cociente entre el área de la placa y su perímetro.

- Placa horizontal, superficie inferior caliente (válida para $10^7 < Ra \leq 10^{11}$):

$$Nu = 0.15Ra^{\frac{1}{3}} \quad (29)$$

La longitud característica en este caso se toma como el cociente entre el área de la placa y su perímetro.

- Cilindro vertical:

Un cilindro vertical puede tratarse como placa vertical cuando se satisfaga:

$$D \geq \frac{35L}{Gr^{\frac{1}{4}}} \quad (30)$$

1.3.4.6 Transferencia de calor en banco de tubos

La transferencia de calor hacia o desde un banco de tubos en flujo cruzado es relevante para numerosas aplicaciones industriales, como la generación de vapor en una caldera o el enfriamiento en el serpentín de un acondicionador de aire. El arreglo geométrico se muestra de forma esquemática en la Figura 21.

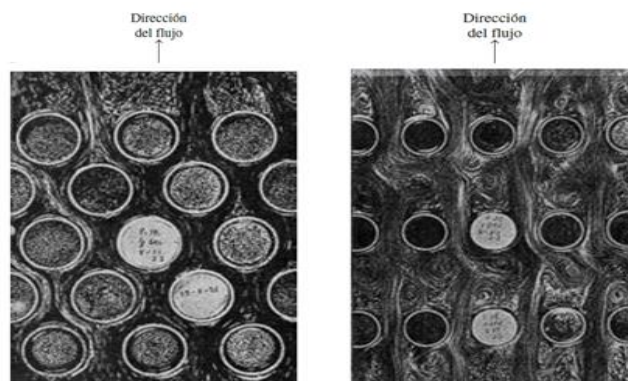


Figura 21: Patrones de flujo para bancos de tubos escalonados y alineados. (2018). [ilustración]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011).

Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo, el arreglo utilizado en esta aplicación es el alineado, las variables que influyen en él se muestran en la Figura 22.

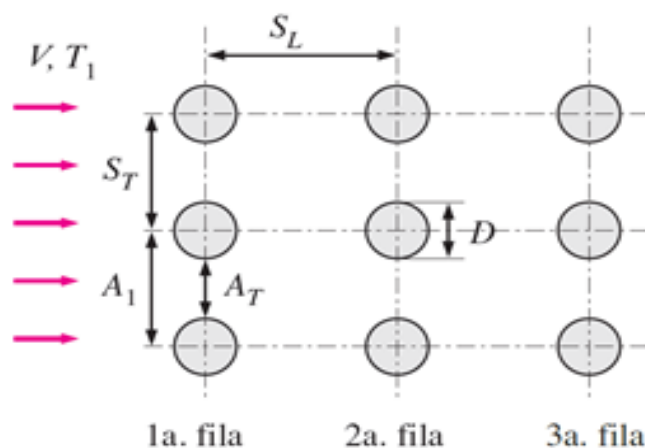


Figura 22: Configuración de los tubos en los bancos alineados (A_1 y A_T son las áreas de flujo en los lugares indicados y L es la longitud de los tubos). (2018). [Ilustración]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)

El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T y el paso longitudinal S_L entre los centros de los tubos y L es la longitud de los tubos.

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de $A_1 = S_T L$ hasta $A_T = (S_T - D) L$ entre los tubos y, como consecuencia, la velocidad del flujo aumenta. El número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima del flujo como:

$$Re_D = \frac{\rho C_{m\acute{a}x} D}{\mu} \quad (31)$$

La velocidad máxima se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y la conservación de la masa se puede expresar cómo:

$$C_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D} C \quad (32)$$

Aiba y colaboradores demostraron que, en una sola fila de tubos muy cercanos entre sí, existe un número de Reynolds crítico. En el intervalo $1.15 \leq S_L/D \leq 3.4$.

$$Re_{Dc} = 1.14 \times 10^5 \left(\frac{S_L}{D} \right)^{-5.84} \quad (33)$$

El flujo sobre bancos de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo como para tratarse en forma analítica. Principalmente, se tiene interés en el coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo, así como de la configuración y del tamaño de los tubos.

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general es:

$$Nu_D = \frac{h D}{k} = \vartheta Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (34)$$

Donde los valores de las constantes ϑ , m y n dependen del valor del número de Reynolds. En la Tabla 4 se dan esas correlaciones explícitamente para más de 16 filas $N_L > 16$, $0.7 < Pr < 500$ y $0 < Re_D < 2 \times 10^6$. La incertidumbre en los valores del número de Nusselt obtenido a partir de estas

relaciones es de $\pm 15\%$. Nótese que todas las propiedades, excepto Pr_s se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido determinada a partir de:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (35)$$

Donde T_1 y T_2 son las temperaturas del fluido en la entrada y en la salida del banco de tubos, respectivamente.

Las relaciones del número de Nusselt promedio de la Tabla 4 son para bancos de tubos con 16 o más filas. También se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con $N_L < 16$, siempre que se modifiquen como:

$$Nu_{D,N_L < 16} = F Nu_D \quad (36)$$

Dónde F es un factor de corrección cuyos valores se dan en la Tabla 5. Para $Re_D > 1,000$, el factor de corrección es independiente del número de Reynolds.

Tabla 4. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N_L > 16$ y $07 < Pr < 500$, Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011).

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0 – 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	100 – 1,000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	1,000 – 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$

Tabla 5. Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D,N_L < 16} = F Nu_D$ para $N_L > 16$ y $Re_D > 1000$. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.7	0.8	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99

Una vez conocido el número de Nusselt y, por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor promedio, se puede determinar la razón de la transferencia de calor a partir de la ley de Newton de enfriamiento. Normalmente, un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que un segundo fluido a una temperatura diferente corre por los tubos. En este caso el fluido es aire externo, el fluido en el interior de los tubos es la mezcla de parafina y no se encuentra en movimiento.

Caída de presión

Otra cantidad de interés asociada con los bancos de tubos es la *caída de presión*, ΔP , la cual es la diferencia entre las presiones en la admisión y a la salida del banco. Es una medida de la resistencia que los tubos ofrecen al flujo sobre ellos y se expresa como:

$$\Delta P = N_L f x \frac{\rho c_{m\acute{a}x}^2}{2} \quad (37)$$

Dónde f es el factor de fricción y x es el factor de corrección, la gráfica para un arreglo alineado se da en la Figura 23.

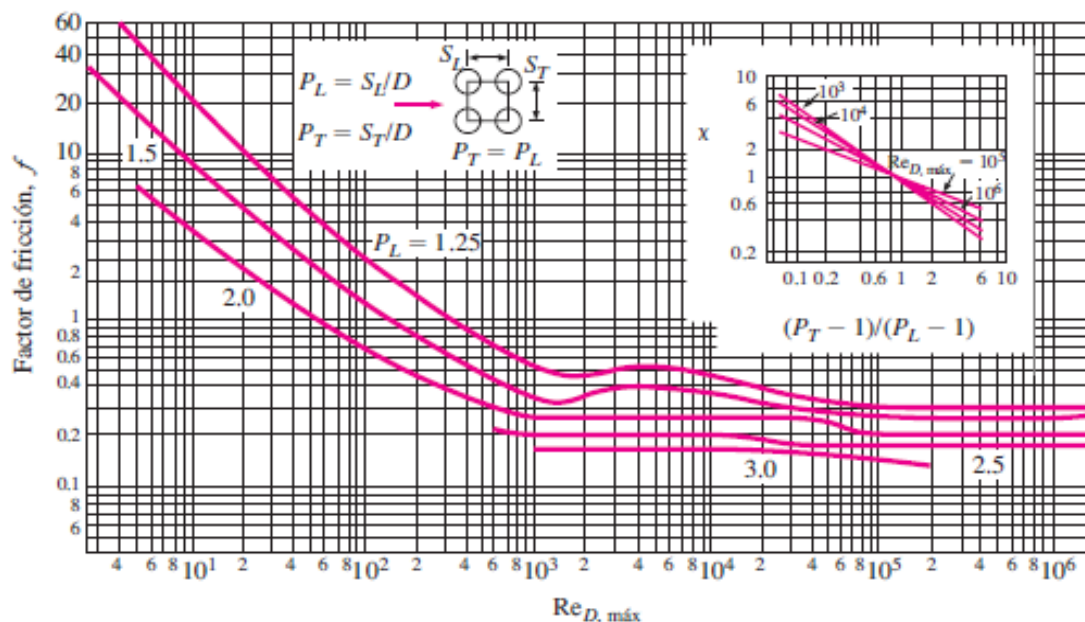


Figura 23. Factor de fricción f y factor de corrección x para banco de tubos con disposición de alineados. (2018). [Gráfico]. Fuente: (Cengel A., Convección externa forzada, 2011)

1.3.4.7 Análisis de intercambiadores de calor

Al observar un típico intercambiador de calor, puede observarse que por lo general solamente se tienen dos fluidos separados por una pared, esto genera una red de 3 resistencias térmicas, esta situación puede variar dependiendo de las condiciones del dispositivo en cuestión; a continuación, se describen las expresiones que describen estas resistencias térmicas.

- Resistencia térmica por conducción en una pared cilíndrica:

$$R_{cond} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} \quad (38)$$

Donde:

D_o : Diámetro exterior en la tubería

D_i : Diámetro interno en la tubería

k : Constante de conductividad térmica del material

L : Longitud de la sección cilíndrica

- Resistencia térmica por convección (sea forzada o natural):

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (39)$$

Donde:

h : Coeficiente convectivo

A : Área de transferencia de calor

Definiendo entonces la resistencia térmica total, se tiene la siguiente expresión:

$$R_{Tot} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (40)$$

La expresión anterior engloba la totalidad de las resistencias térmicas en un sistema básico de intercambio de calor radial, se toman en cuenta las

resistencias convectivas de los dos fluidos y la resistencia térmica por conducción de calor en la pared del cilindro; según se puedan despreciar ciertas resistencias la ecuación puede simplificarse.

Según lo que requiera determinarse, el análisis de la transferencia de calor entre los dos fluidos viene dado por la siguiente ecuación:

$$QR_{Tot} = \Delta T_{ML} \quad (41)$$

Donde:

Q : Transferencia de calor total entre los fluidos

R_{Tot} : Resistencia térmica total

ΔT_{ML} : Diferencia media logarítmica de las temperaturas

La diferencia media logarítmica de la temperatura, se determina según la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (42)$$

Los deltas de temperatura dependen de la configuración de flujo presente en el intercambiador. La Figura 24 ilustra cómo deben considerarse estos límites de temperatura:

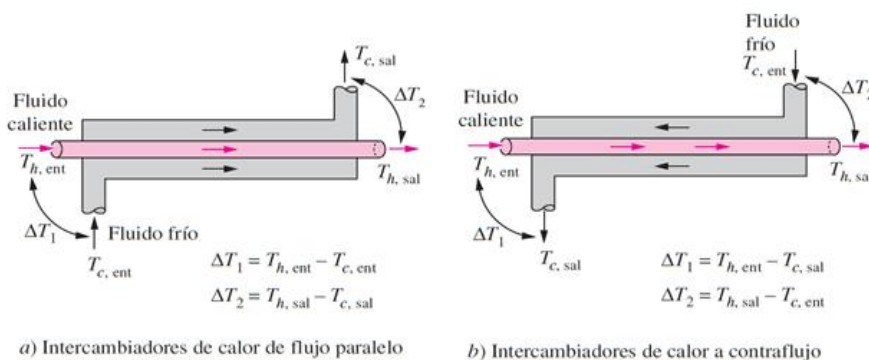


Figura 24: Consideraciones a tomar al aplicar la diferencia media logarítmica de temperaturas. [Ilustración]. Fuente: (Cengel, Intercambiadores de calor, 2011).

1.4 Fundamentos de análisis de esfuerzos

1.4.1 Análisis de esfuerzos y teorías de falla

1.4.1.1 Equilibrio y diagrama de cuerpo libre

1.4.1.1.1 Equilibrio

En este apartado la palabra sistema se usará para denotar cualquier parte aislada de un equipo. Al referirse a un sistema en equilibrio estático se denotará a un sistema, el cual se encuentra en reposo y su cambio de aceleración es cero. Por lo que se usaran un sistema de ecuaciones las cuales balancean el sistema, estas son:

$$\sum F = 0 \quad (43)$$

$$\sum M = 0 \quad (44)$$

1.4.1.1.2 Diagrama de cuerpo libre

Esto consiste en aislar los sistemas o estructuras muy complejos a estructuras mucho más simples de analizar. Esto de tal manera reduce la complejidad y facilita el cálculo de los segmentos. El uso de estos diagramas de cuerpo libre tiene varios propósitos muy importantes los cuales son:

1. Establece las direcciones de los ejes de referencia del sistema aislado, lo cual ayuda a identificar las direcciones de las fuerzas conocidas y desconocidas.
2. La identificación de las fuerzas ayuda a comunicar las ideas claras a otras personas.
3. La realización del diagrama ayuda a identificar la línea de seguimiento lógico del análisis del problema para establecer las relaciones matemáticas necesarias.

1.4.1.2 Esfuerzo normal y cortante

Regularmente en el diseño de elementos se parte del supuesto que los elementos se encuentran a tensión pura, compresión o cortante puro dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo bajo estudio, las siguientes ecuaciones muestran el cálculo correspondiente.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (45)$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (46)$$

1.4.1.3 Teoría de fallas

La teoría de falla o criterios de falla elástica son criterios utilizados en diseño de elementos de máquinas los cuales determinan los esfuerzos elásticos permisibles en dichos elementos. Hay diversidad de formulaciones que atienden de acuerdo al material utilizado, no hay un criterio universal que se utilice para uso general, pero se han formulado hipótesis que en la práctica se utilizan por los diseñadores las cuales las más aceptadas son:

1. Materiales dúctiles (criterios de fluencia)
2. Esfuerzo cortante máximo (ECM)
3. Energía de distorsión (ED)
4. Mohr Coulomb dúctil (CMD)
5. Materiales frágiles (criterios de fractura)
6. Esfuerzo normal máximo (ENM)
7. Mohr Coulomb frágil (CMF)
8. Mohr modificada (MM)

1.4.1.3.1 Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles

La teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley). La teoría ECM es conocida como teoría de Tresca o Guest.

Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (47)$$

Esto implica que la resistencia a la fluencia en cortante está dada por:

$$S_{xy} = 0.5S_y \quad (48)$$

Lo cual para propósitos de diseño es un 15% conservador y puede modificarse para incorporar un factor de seguridad lo cual la expresión se modifica:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad o \quad \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_y}{n} \quad (49)$$

1.4.1.3.2 Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

La teoría de la energía de deformación máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).

En el caso general de esfuerzo dado, se predice que la fluencia es igual o mayor que la de material, para un caso simple la fluencia podría ocurrir cuando $\sigma' \geq S_y$, de modo que:

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (50)$$

Esta ecuación de esfuerzo efectivo se le llama esfuerzo de Von Mises en honor al doctor R. Von Mises quien contribuyó a elaborar la teoría donde el lado izquierdo se denota por σ' . Para el esfuerzo plano, los dos esfuerzos principales diferentes de cero la ecuación se convierte en:

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (51)$$

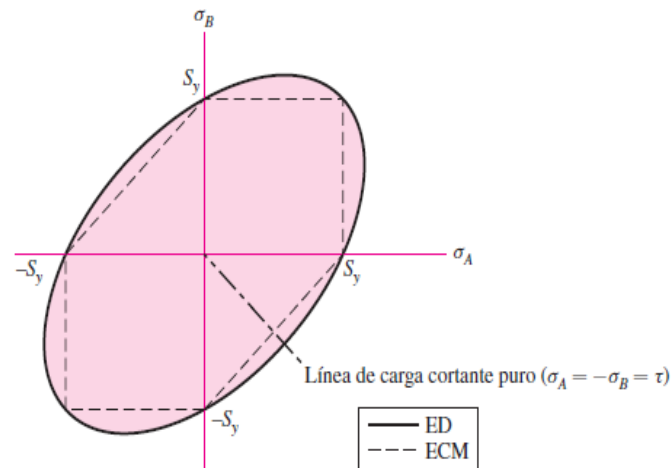


Figura 25: Teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzo plano. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).

La teoría de energía de distorsión de estados de esfuerzos planos es una gráfica que se muestra anteriormente, la ecuación antes mencionada usando las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo de Von Mises se puede escribir como:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (52)$$

Y para el esfuerzo plano:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (53)$$

1.4.1.3.3 Teoría de Mohr-Coulomb para materiales dúctiles

Esta teoría fue propuesta debido a que no todos los materiales tienen iguales valores a tensión como a la compresión por lo que esta hipótesis consistía en elaborar los tres círculos mostrados con objeto de definir la envolvente de falla y la teoría de Mohr-Coulomb supone que solo son necesarias las resistencias a la tensión y a la compresión para definir el estado de falla. Por lo tanto, se obtiene la ecuación que describe el comportamiento:

$$\frac{\sigma_1}{S_t} + \frac{\sigma_3}{S_c} = 1 \quad (54)$$

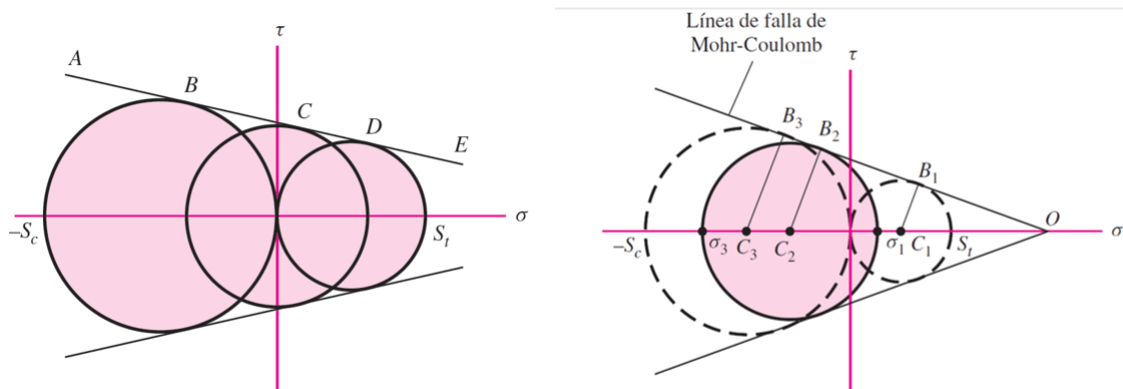


Figura 26: Círculos de Mohr. Superior) tres círculos de Mohr para el ensayo de compresión uniaxial, cortante puro y uno para tensión. Inferior) círculo representativo para un estado general de esfuerzo. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley).

1.4.2 Uniones soldadas

La unión de los metales, realizada para la elaboración de la estructura y el tanque a presión para el calentamiento de la parafina, se realiza con el proceso de soldadura, específicamente con soldadura de arco metálico con electrodo revestido (Shielded Metal Arc Welding, o SMAW), como la denomina la Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society, o AWS).

Para este método se establece un circuito eléctrico entre la fuente de poder, el electrodo, el arco de soldar, la pieza de trabajo y de regreso a la fuente de poder, como lo indica la Figura 27. Los electrones que fluyen a través del espacio entre el electrodo y la pieza de trabajo producen un arco que genera calor necesario para fundir tanto al propio electrodo como también al metal base.

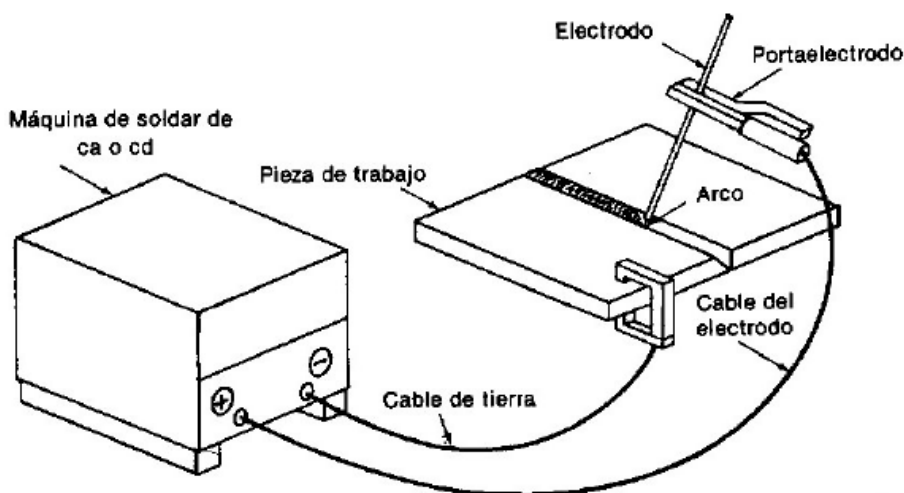


Figura 27. Disposición de los elementos básicos para soldadura de arco metálico protegido. [Ilustración]. (Jr., 2008)

Los electrodos para esta clase de soldadura contienen un núcleo de metal fundente, su función es crear una nube de gases que se encarga de proteger la punta del electrodo, la pieza de trabajo y el charco de metal fundido. Las diferentes composiciones y grosores de la capa fundente, así como el tipo de

corriente y la polaridad de ésta determina cómo se debe manipular el electrodo consumible y que tipo de cordón depositará. La longitud del electrodo varía entre 230 a 460 mm.

1.4.2.1 Tipos de uniones realizadas para la soldadura

Los tipos de uniones Figura 28 realizados y preparados para la unión con soldadura en la construcción del proyecto son:

1. Las uniones a tope
2. Las uniones en ángulo
3. Las uniones en T con ranura de bisel sencillo
4. Las uniones de borde de ranura V simple

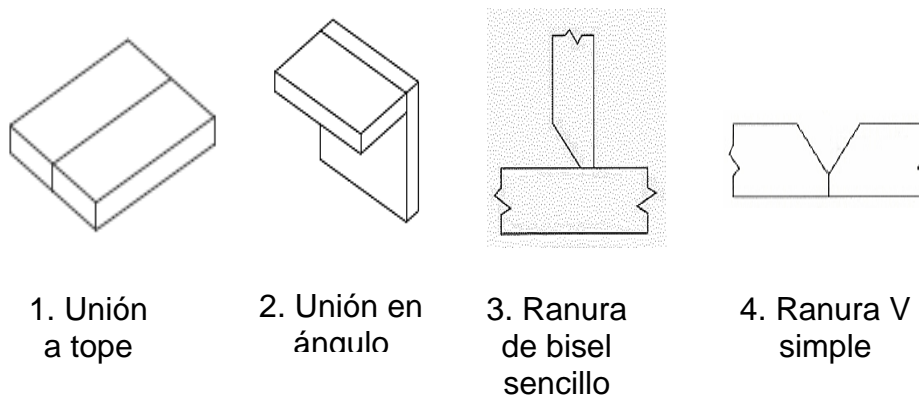


Figura 28. Tipos y preparación de uniones para soldadura. [Ilustración]. Fuente: (Jr., 2008) .

1.4.2.2 Tipo de electrodo

Los electrodos de acero al carbono y de baja aleación, basado en la norma ANSI/AWS A5.1 tienen la siguiente codificación mostrada en la Tabla 6 y la Tabla 7 muestra la clasificación de los diferentes electrodos:

Tabla 6. Sistema de codificación AWS para electrodo de acero al carbono y de baja aleación.
Fuente: (Jr., 2008)

E	60	13
Electrodo	Resistencia a la tracción en kpsi	posiciones de soldadura en que puede trabajar el electrodo, el tipo de revestimiento y el tipo de corriente adecuada

Tabla 7. Sistema de clasificación AWS para electrodos más comunes de acero al carbono y de baja aleación

Clase AWS	Corriente y polaridad	Posiciones a soldar	Tipo de revestimiento
EXX10	CC, polaridad inversa	Todas	Alta celulosa, sodio
EXX13	CC/CA, cualquier polaridad	Todas	Alta Titania, potasio
EXX18	CC, polaridad inversa o CA	Todas	Bajo contenido de hidrógeno, potasio

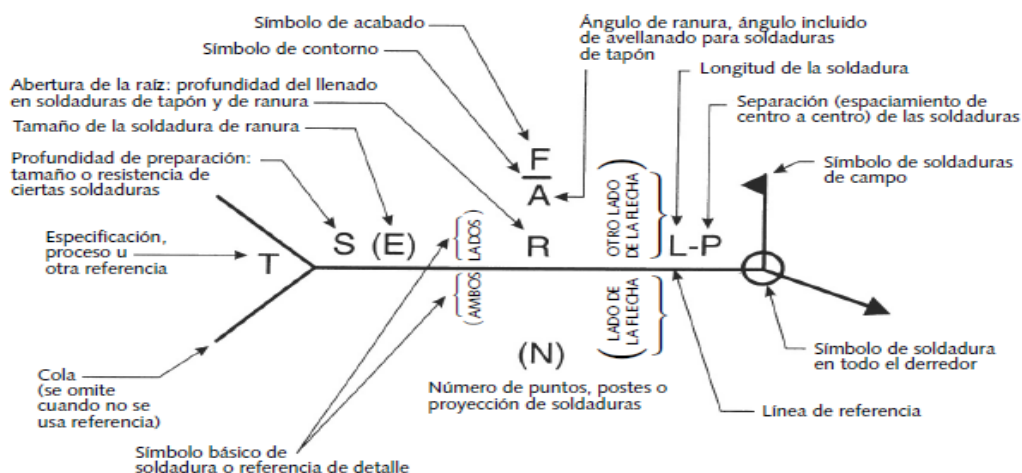
La selección del electrodo no es una decisión simple, puesto que debe considerarse la velocidad de soldado, el costo total de soldadura y los esfuerzos que soportará la unión. Para ello se deben tomar en cuenta varios factores:

1. Destreza del soldador
2. Propiedades del metal base
3. Posición de la unión que se va a hacer
4. Tipo de unión que se va a hacer
5. Tipo de fuente de poder
6. Cantidad de soldadura que se va a requerir

Además, se debe asegurar que la resistencia a la tensión del electrodo sea igual o mayor a la resistencia del metal base y deben poseer propiedades químicas iguales.

1.4.2.3 Especificación de la soldadura

- Las soldaduras y la preparación de la junta se especifican sobre un diagrama, mediante una forma estándar de símbolos de soldadura, como se indica en la Figura 29. La flecha apunta hacia la junta y el símbolo de soldadura define el tipo de soldadura. Los símbolos de la soldadura sirven para transmitir gráficamente la información completa sobre una junta, en un formato estandarizado y abreviado. El sistema completo de símbolos está detallado en la publicación ANSI/AWS A2.4 "Standard Symbols for Welding, Brazing and Non-Destructive testing". Publicada por la AWS.



Símbolos básicos de soldadura								
Juntera de respaldo	Filete	Tapón o ranura	Ranura o tope					
			V	Media V	U	J	Llamarada V	Llamarada bisel
Símbolos complementarios de soldadura								
Respaldo	Espaciador	Soldadura completa	Soldadura de campo	Contorno				
				Flujo	Convexa			

Figura 29. Símbolos AWS para soldadura. [Ilustración]. Fuente: (Jr., 2008)

1.4.3 Recipientes a presión

El análisis de cilindros a presión puede ser muy diverso tanto por la geometría del cilindro, por el material del cual fue fabricado como también por el tipo de cargas a la cual este está sometido.

Según la geometría del cilindro, este puede clasificarse en cilindro de pared delgada o cilindro de pared gruesa, el cilindro se considera de pared delgada si se cumple la siguiente condición:

$$\frac{e}{r_i} \leq \frac{1}{20} \quad (55)$$

Donde:

e : Espesor de pared del cilindro

r_i : Radio interno del cilindro

En general se tienen 3 clases de esfuerzos en cilindros a presión, siendo estos los esfuerzos tangenciales, axiales y radiales.

1.4.3.1 Esfuerzos en cilindros de pared delgada

En cilindros de pared delgada esfuerzos radiales son muy pequeños a comparación de los esfuerzos tangenciales y longitudinales, usualmente no resulta en errores muy grandes el ignorar esta clase de esfuerzo.

Los esfuerzos axiales se dan de manera paralela a la longitud del cilindro y ocurren solamente si el cilindro está cerrado en sus extremos, vienen dados por la siguiente expresión:

$$\sigma_a = \frac{P_i D_i}{4e} = -\frac{P_o D_o}{4e} \quad (56)$$

Donde:

σ_a : Esfuerzos axiales

- P_i : Presión interna
 P_o : Presión externa
 D_i : Diámetro interno
 D_o : Diámetro externo
 e : Espesor del elemento

No importa si el cilindro está sometido a presión interna o a presión externa, la expresión elementalmente no cambia más que en la consideración de los signos empleados; debe notarse que en este caso el cilindro está sometido solo a una clase de presión a la vez.

Los esfuerzos tangenciales en el cilindro vienen dados por la siguiente expresión:

$$\sigma_t = \frac{P_i D_i}{2e} = -\frac{P_o D_o}{2e} \quad (57)$$

Donde:

- σ_t : Esfuerzos tangenciales

1.4.3.2 Esfuerzos en cilindros de pared gruesa

Los esfuerzos en cilindros de pared gruesa son más complejos que en el caso de los de pared delgada, los esfuerzos son triaxiales en este caso, los esfuerzos axiales pueden considerarse como uniformes en el grosor del cilindro, sin embargo, esto no es verdad para los esfuerzos radiales y tangenciales, estos cambian en todo el grosor del cilindro.

Los esfuerzos axiales en los cilindros de pared gruesa se calculan bajo el mismo criterio que el caso de los de pared delgada, si el cilindro no está cerrado en sus extremos el esfuerzo axial es cero, considerando un cilindro sometido

tanto a presión interna como externa, los esfuerzos vienen dados por la siguiente expresión:

$$\sigma_a = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (58)$$

Donde:

r_i : Radio interno del cilindro grueso

r_o : Radio externo del cilindro grueso

Los esfuerzos tangenciales para un cilindro grueso sometido tanto a presión interna como a presión externa vienen dados por la siguiente ecuación:

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{(P_i - P_o) r_o^2 r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2} \quad (59)$$

Donde:

r : Valor de radio del cilindro en el punto de análisis

Los esfuerzos radiales vienen dados por la siguiente expresión:

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(P_i - P_o) r_o^2 r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2} \quad (60)$$

Las expresiones para el cálculo de esfuerzos en cilindros de pared gruesa son expresiones generalizadas que pueden simplificarse en gran manera considerando si el análisis se realiza en el radio interno o externo del cilindro, así mismo si el cilindro está sometido solamente a presión interna o solamente a presión externa.

1.4.4 Tornillos y sujetadores

1.4.4.1 Perfiles de cuerdas estándares

El elemento común entre tornillos sujetadores es la cuerda. En términos generales, la cuerda es una hélice que, cuando gira, provoca que el tornillo avance hacia la pieza de trabajo o la tuerca. La cuerda es externa (tornillo) o

interna (tuerca u orificio roscado). Existen dos tipos de estándares para identificar las roscas, el estándar nacional unificado (UNS) y el estándar europeo definido por la ISO, con dimensiones en pulgadas y métricas respectivamente. El paso p de la cuerda es la distancia entre cuerdas adyacentes.

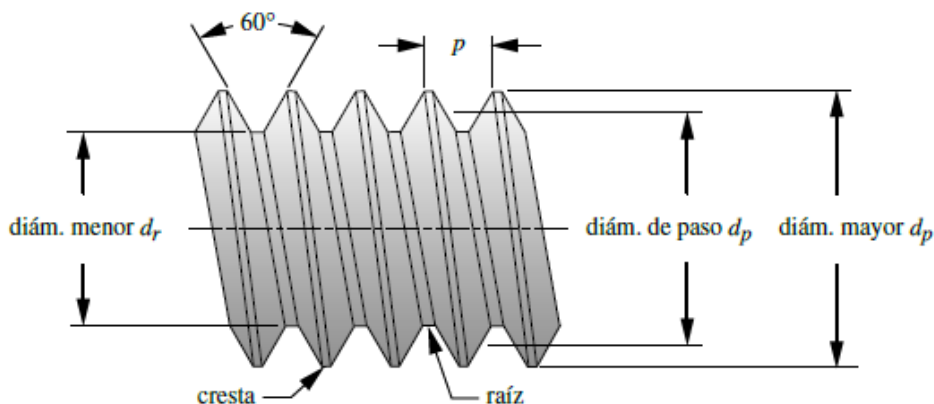


Figura 30. Perfil de cuerda estándar nacional unificado e ISO.

[Ilustración]. Fuente: (Norton, 2011)

En las cuerdas de UNS se definen tres series de estándares para las familias de cuerdas: paso grueso (UNC), paso fino (UNF). La ISO también define series de cuerdas gruesas y finas.

Una cuerda se especifica con un código que define su serie, diámetro, paso y clase de ajuste. El paso de las cuerdas de UNS se define recíprocamente como el número de cuerdas por pulgada, mientras que el paso de cuerda métrico (ISO) se especifica por la dimensión del paso en mm. Un ejemplo de especificación de cuerda de UNS es:

$$\frac{1}{4} - 20 \text{ UNC} - 2A$$

La cual define un diámetro de 0.250 in por 20 cuerdas por pulgada, serie gruesa, clase de ajuste 2 y cuerda externa. Un ejemplo de especificación de cuerda métrica es:

$$M8 \times 1.25$$

Que define un diámetro de 8 mm con un paso de cuerda igual a 1.25 mm en la serie gruesa de la ISO. Todas las cuerdas estándar están roscadas a la derecha (RH), si no se indica lo contrario, a menos que se detalle roscado a la izquierda agregando las letras LH a la especificación.

1.4.4.2 Tornillo de potencia

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de avance, convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal en actuadores, máquinas de producción y gatos mecánicos, entre muchas otras aplicaciones. Son capaces de obtener ventajas mecánicas muy grandes; por consiguiente, pueden elevar o mover grandes cargas. En estos casos, se necesita un perfil de cuerda muy fuerte. Los perfiles estándares antes descritos están bien adaptados para utilizarse en sujetadores, quizá no sean lo suficientemente fuertes para todas las aplicaciones de tornillos de potencia. Se han estandarizado otros perfiles de cuerda para dichas aplicaciones.

1.4.4.3 Cuerdas cuadradas, Acme y reforzadas

La cuerda cuadrada mostrada en la Figura 31 proporciona las mayores eficiencias y resistencias; asimismo, elimina las componentes radiales de fuerza entre el tornillo y la tuerca. Sin embargo, es más difícil cortarla debido a la perpendicularidad de su cara.

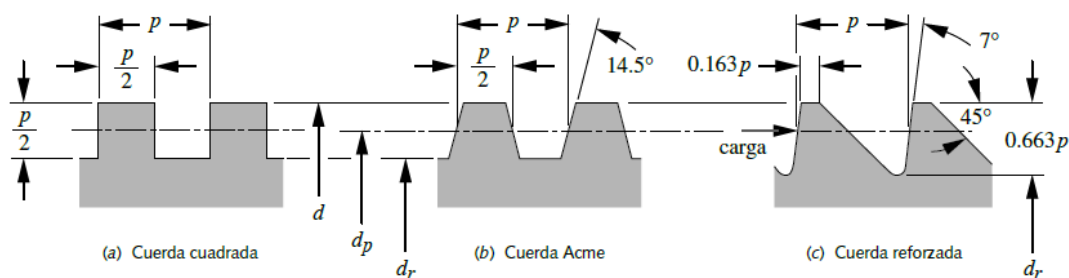


Figura 31. Cuerdas cuadradas, Acme y reforzada. [Ilustración]. Fuente: (Norton, 2011).

La cuerda Acme, de la Figura 31 tiene un ángulo incluido de 29° , lo cual la hace más fácil de fabricar y, asimismo, permite el uso de una tuerca dividida que se apriete radialmente contra el tornillo para reducir el desgaste. La cuerda reforzada se podría usar para obtener una mayor resistencia en la raíz que cualquier otra de las mostradas.

1.4.5 Empaque Industrial

1.4.5.1 O-Ring

Son juntas toroidales conocidas como empaques toroides las cuales son fabricadas de un polímero el cual entra en la clasificación de elastómeros (caucho natural), los cuales tienen la capacidad de deformarse elásticamente en grandes cantidades sin cambiar la forma permanentemente.

Su principal función es lograr la estanqueidad de fluidos en aplicaciones hidráulicas y neumáticas, también son muy utilizados en aplicaciones en submarinos, lo cual lo hace un elemento ideal para prevenir la fuga de fluidos en diferentes condiciones de servicio, los cuales estas juntas tóricas se colocan en ranuras diseñadas para lograr el efecto de cierre.

1.4.5.2 Materiales usados en los O-Ring

Los primeros materiales utilizados que se implementaron en la fabricación de los O-Ring fueron sintéticos “Neopreno” y el perflúor los cuales suministraban una alta resistencia al aceite, grasas e hidrocarburos, actualmente se utilizan el caucho nitrilo o copolímero acrilonitrilo-butadieno con dureza promedio de 70 a 90 de dureza shore¹, la siguiente lista muestra los materiales más consistentes:

¹ La dureza shore se obtiene mediante un ensayo mecánico que es efectuado con un instrumento llamado escleroscopio o redondímetro el cual consiste en dejar caer una esfera sobre el material en estudio, la altura de rebote del proyectil depende de la energía absorbida por el

- Neopreno
- Fluorocarbonatos
- Butadieno
- Polisulfuro
- Poliacrilato
- Butilo
- Silicona
- Poliéster
- Poliuretano
- Nitrilo
- Etileno propileno

Para la selección del O-Ring se deben tener en cuenta características principales las cuales forman parte vital en la aplicación, estas características son presión de trabajo, temperatura de operación y condiciones químicas.

La siguiente lista muestra algunos requisitos más consistentes para los sellos y algunos materiales que cumplen esos requisitos.

- Resistencia a la intemperie: Silicona, fluorosilicona, fluorocarbonato, etileno propileno, poliuretano, polisulfuro, poliéster, neopreno y PNF.
- Resistencia a los productos petrolíferos: Poliacrilato, poliéster, PNF, nitrilo, polisulfuro, poliuretano, fluorocarbonato.
- Resistencia a ácidos: Fluorocarbonatos.
- Funcionamiento a alta temperatura: Etileno propileno, fluorocarbonato, poliacrilato y silicona.
- Funcionamiento a baja temperatura: Silicona, fluorosilicona.

- Resistencia a la tensión: Butadieno, poliéster y poliuretano.
- Resistencia a la abrasión: Butadieno y poliéster.
- Impermeabilidad: Butilo, poliacrilato y poliuretano.

1.4.5.3 Características técnicas y Diseño de las dimensiones del alojamiento.

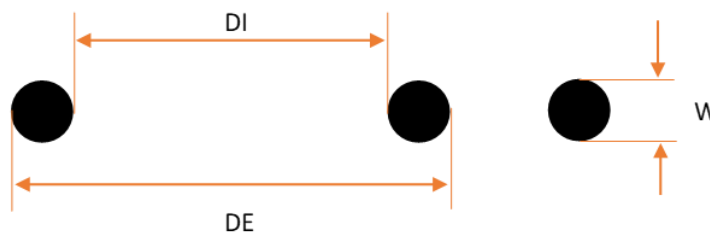


Figura 32: Dimensiones principales de un sello toroidal. (2018). [Ilustración].

- **Medidas:** un anillo toroidal (O-Ring) queda perfectamente definido conociendo dos de sus dimensiones diámetro interno o externo y su espesor.
- **Campo de aplicación de los o-ring:** la diversidad de aplicaciones es tan amplia que su diversidad de medidas y materiales en la fabricación, abarca un amplio rango de temperaturas de operación desde moderadamente bajas a muy altas temperaturas.

Tabla 8: Características principales de los sellos

Materiales	Colores usuales	Temperatura de trabajo	Dureza shore
Nitrílicos	Negro	-50°C a 100°C	70 ± 5
Fluorocarbonato (VITÓN)	Preferentemente negro, marrón, verde	-20°C a 180°C	75 ± 5
Siliconas	Rojo, amarillo, blanco, translucido (incolore)	-60°C a 215°C	65 ± 5

Etileno-Propileno	Preferentemente negro, verde algunas veces	-40°C a 150°C	70 ± 5
Poliuretano	Verde, azul...	-30°C a 80°C	

- **Gama de medidas**

- En pulgadas (Serie A): e=1.78, 2.63, 3.53, 5.33, 6.99
- Milimétricas (Serie B): e=1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 6.0
- Milimétricas COMPLEMENTARIAS (Serie C): e=1.6, 1.8, 2.4, 2.65, 3.55, 5.30, 5.70
- Especiales (Serie D): e= 1.9, 2.2, 2.7, 3.2, 3.6, 5.5
- Excepcionales (Serie D): e= 1.02, 1.63, 1.83, 2.46, 2.95, 5.34

El correcto sellado del O-Ring se mantiene mediante la acción de deformación de su espesor “W”, que es obtenido mediante un correcto diseño de la sección del alojamiento.

La elección de un tipo particular de O-Ring, por dimensiones y mezcla, depende en primer lugar del tipo de estanqueidad que está llamado a ejercer. El O-Ring puede ejercer la acción de estanqueidad estática o estanqueidad dinámica.

Las dimensiones del alojamiento (ranura) deben ser obtenidas de las tablas que son atendidas para las distintas aplicaciones a las que será sometido:

Aplicación estática:

Para una aplicación estática la deformación o aplastamiento del O-Ring varía del 12% al 25%.

Aplicaciones dinámicas:

Para el uso en aplicaciones dinámicas la deformación debe estar entre 8% al 20% por lo tanto el alojamiento la profundidad de la ranura debe garantizar la deformación de la sección no inferior a 0.25 mm del valor absoluto.

Para sellar el espacio entre molde y vástago y permitir estanqueidad, se requieren las dimensiones de ranura para una aplicación estática de compresión radial:

- **Compresión radial.**

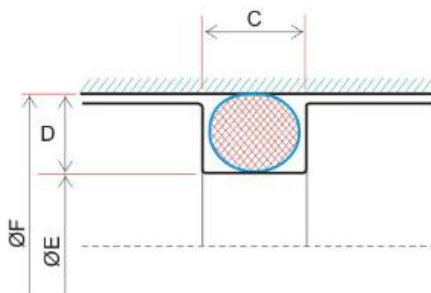


Figura 33: Dimensiones del diseño de un alojamiento sujeto a compresión radial. (2018). [Ilustración]. Fuente: (Tóricas)

Tabla 9: Valores de la ranura en el diseño del alojamiento del sello en compresión radial (mm)

Diámetro de la sección	D	C
1.0	0.7	1.6
1.5	1.1	2.2
1.6	1.2	2.3
1.78/1.8	1.3	2.5
1.9	1.5	2.5
2	1.6	2.6
2.4	1.8	3.2
2.5	1.9	3.3
2.62/2.65	2.05	3.5
2.7	2.15	3.6
3	2.4	4
3.5/3.53/3.55	2.9	4.5

3.6	3	4.6
4	3.3	5
4.5	3.7	6
5	4.1	6.5
5.3/5.34	4.5	7
5.7	4.85	7.5
6	5.1	8
6.99/7	6	9.5
8.4	7.25	11

1.4.6 Recubrimientos superficiales

En el amplio uso de los materiales metálicos y la búsqueda de mejoras en las propiedades de estos y la reducción de costos de fabricación se han utilizado métodos de recubrimiento superficial los cuales tienen funciones principales que mejoran las características de la superficie las cuales son: aumento en la resistencia al desgaste, erosión, penetración, lubricación, aumento de resistencia a la fatiga y mejorar la apariencia superficial.

Estos procesos de recubrimiento superficial es la aplicación de un espesor finito de un material sobre una base y dentro de los cuales se dividen recubrimientos metálicos y no metálicos, en este contexto se hablará de los métodos metálicos los cuales dependiendo el metal a cubrir así es la aplicación como lo son:

- **Niquelado:** Este proceso consiste en cubrir la superficie de un objeto con una capa de níquel, el cual su principal ventaja es mejorar las propiedades de este objeto a la corrosión o más bien usado para mejorar la apariencia decorativa.
-
- **Anodizado:** Es la aplicación mediante un proceso electrolítico de alúmina sobre una superficie metálica de muy pocas decenas de micras. El proceso consiste en que la pieza de trabajo hace de ánodo en el circuito

eléctrico. El ánodo usualmente se utiliza para proteger aluminio y titanio de la abrasión y corrosión.

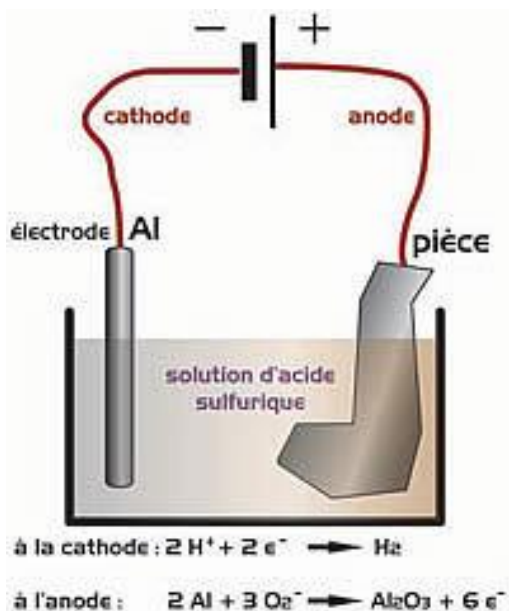


Figura 34: Anodizado del Aluminio (2018). [Esquema].

Fuente: (INDUSTRIAS DOJE, s.f.)

- **Cromado:** este proceso consiste en sumergir la superficie del objeto a tratar electrolíticamente en cual el baño de cromo que contiene los iones de metal a depositar se adhiere y las propiedades de abrasión, resistencia a la fatiga, resistencia a la corrosión se ven aumentadas.
- **Galvanizado:** es la aplicación electroquímica por la cual la superficie de un metal es cubierta con otro. Se denomina galvanización debido a que este proceso se creó a partir de la investigación de Luigi Galvani.

Las funciones del galvanizado es proteger la superficie del metal sobre el cual se realiza el proceso. El galvanizado más común consiste en depositar una capa de zinc (Zn) sobre hierro (Fe); ya que, al ser el zinc más oxidable, menos noble, que el hierro y generar un óxido estable, protege al hierro de la oxidación al exponerse al oxígeno del aire. Se usa de modo general en tuberías para la

conducción de agua cuya temperatura no sobrepase los 60 °C ya que entonces se invierte la polaridad del zinc respecto del acero del tubo y este se corroe en vez de estar protegido por el zinc.

2 DISEÑO DEL PROTOTIPO DE FABRICACIÓN DE VELAS

2.1 Diseño térmico del prototipo

2.1.1 Análisis de cantidad de parafina a procesar y cantidad de energía necesaria para realizar dicho procesamiento.

Es necesario en primera instancia determinar cuánta parafina podrá procesarse, independientemente del diseño seleccionado para el intercambiador de calor. El primer paso es determinar las dimensiones de cada velón a procesar (entiéndase por velón en este trabajo a la vela aromatizada y con color que posee un diámetro superior a los 6 cm, y una longitud que puede ser variable, pero se acepta como superior a 8 cm), las dimensiones del velón considerado serán:



Figura 35. Dimensiones del velón a fabricar.

Establecidas las dimensiones del velón, se calcula el volumen de cada unidad:

$$V_{velon} = \frac{\pi}{4}HD^2$$

$$V_{velon} = \frac{\pi}{4} * 9.5cm * (8cm)^2$$

$$V_{velon} = 477.5221 cm^3$$

Considerando que por cada lote a producir se obtendrán 30 velas, el volumen de velas por lote es:

$$V_{total} = 30 (V_{velon})$$

$$V_{total} = 30(477.5221) cm^3$$

$$V_{total} = 14,325.6625 cm^3$$

Se sabe por experimentación, que, al solidificar las velas, estas se contraen y se crea una cavidad en el centro de estas. Para evitar dicha complicación, se propone verter una cantidad extra de parafina que ya está considerada en el volumen total.

La masa de parafina a utilizar (considerando un valor de densidad de parafina líquida, obtenido mediante experimentación, como $750 kg/m^3$) es:

$$m_{par} = \rho_{par} * V_{total}$$

$$m_{par} = 750 \frac{kg}{m^3} * \left(14,325.6625 cm^3 * \frac{1 m^3}{1 \times 10^6 cm^3} \right)$$

$$m_{par} = 10.74 kg$$

$$m_{par} \approx 11 kg$$

Conocida la masa de parafina a derretir, se procede a calcular la cantidad de energía que debe suministrarse a la parafina, se aclara que la parafina se supone partirá desde una temperatura de $25^\circ C$, y que se llevará hasta una temperatura de $120^\circ C$. La temperatura de $120^\circ C$ se elige como la meta ya que se conoce, gracias a visitas técnicas a Casa Antigua S.A. de C.V., una empresa

que elaboran velas, que es la temperatura ideal para alcanzar un correcto estado de mezcla de todos los elementos que conformarán al velón terminado y funde la parafina en menor tiempo.

Como el proceso involucra un cambio de fase, se debe separar la energía en 3 etapas, ya que no es posible llevar la parafina desde 25 °C a 120 °C sin pasar obligadamente por un cambio de fase de sólido a líquido.

La energía que debe suministrar a la parafina se compone de tres etapas:

- Un calor sensible ($Cp_{par} = 2.95 \frac{kJ}{kg} \cdot K$), para llevar la parafina desde 25 °C hasta su punto de fusión (60 °C).
- Un calor latente ($L_{par} = 244 kJ/kg$), necesario para fundir toda la parafina.
- Otro calor sensible, para llevar la parafina completamente derretida desde 60 °C hasta 120 °C.

La energía necesaria para fundir y calentar la parafina se obtiene a partir del balance de energía de la ecuación (6) y (7):

$$E_{par} = Q_{sensible 1} + Q_{latente} + Q_{sensible 2}$$

$$E_{par} = m_{par}Cp_{par}(60^{\circ}C - 25^{\circ}C) + m_{par}L_{par} + m_{par}Cp_{par}(120^{\circ}C - 60^{\circ}C)$$

$$E_{par} = 11 kg \left(2.95 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C} \right) (120^{\circ}C - 25^{\circ}C) + 11 kg(244 kJ/kg)$$

$$E_{par} = 5,766.75 kJ$$

2.1.2 Diseño de intercambiador de calor

Se evaluaron diversas alternativas para seleccionar el diseño más adecuado para el intercambiador de calor y estas fueron comparadas, dicha comparación fue estudiada previamente en un informe separado realizado por el mismo equipo investigador (Aragón Linares, Castellanos Alvarado, & Fuentes Torres, 2018).

La opción que presentó mejores resultados fue la del intercambiador de calor con ingreso tangente² a la recámara³ y salida tangente a la recámara, como se muestra en la Figura 36:

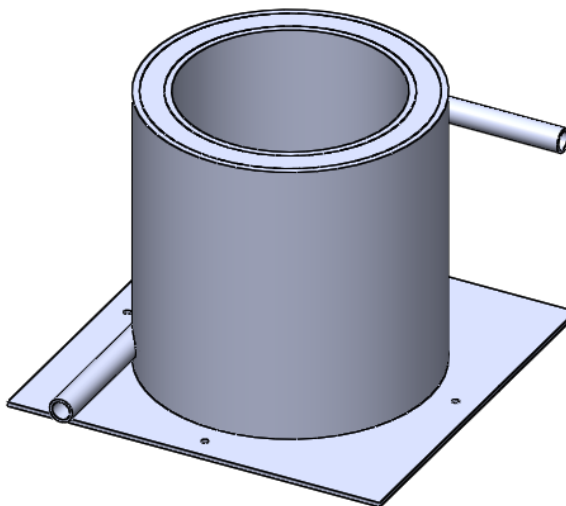


Figura 36. Ilustración del intercambiador de calor elegido para el diseño.

Se muestra a continuación un cálculo con mayor precisión. Para iniciar con el proceso de análisis es necesario conocer en primer lugar las condiciones a las cuales se encuentra el pozo geotérmico a utilizar. Los datos sobre el pozo fueron suministrados por LaGeo según se muestra en el Gráfico 1.

² Comportamiento de flujo con entrada tangencial, perpendicular al eje imaginario del intercambiador de calor.

³ Espacio entre dos superficies por el que hay un fluido pasando.

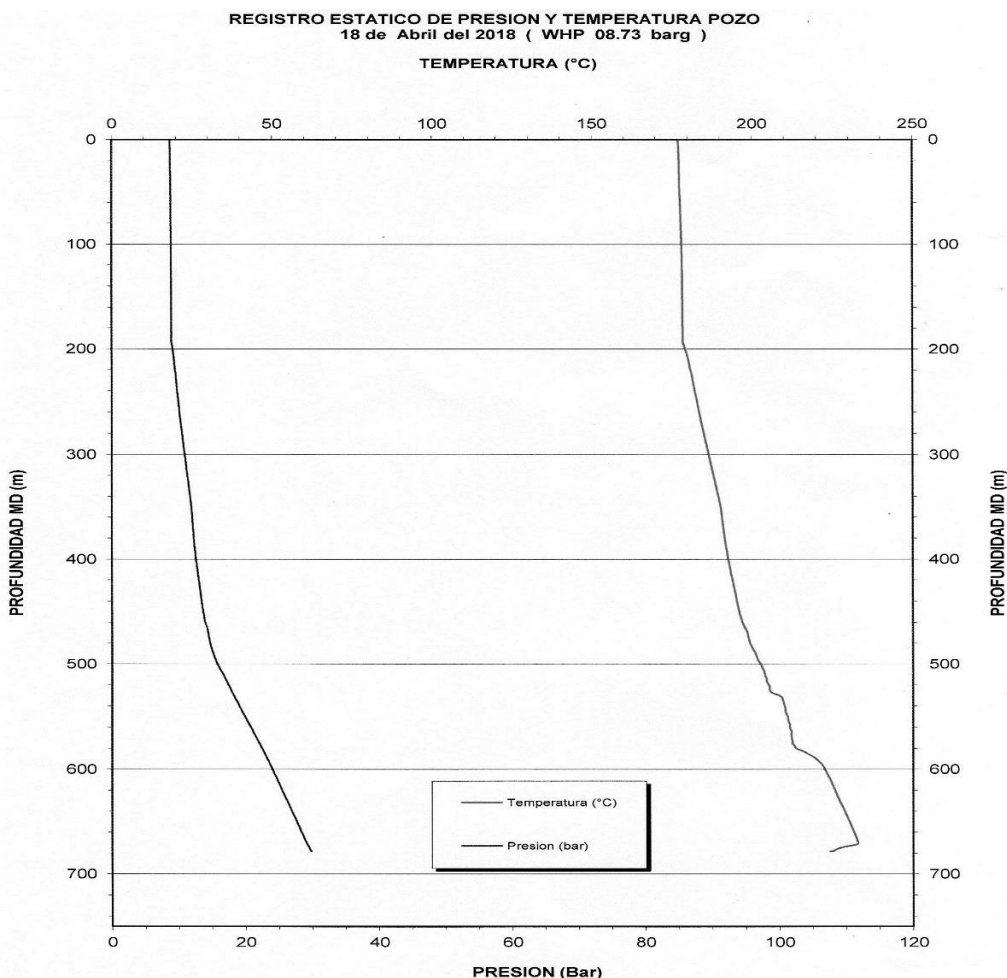


Gráfico 1: Presión y temperatura contra profundidad de pozo bajo análisis. Fuente: Central Geotérmica de Ahuachapán.

Considerando que se requieren los valores de presión y temperatura del pozo en la superficie (en el cabezal) se tiene que los valores de presión y temperatura en estos puntos son:

$$P = 8.783 \text{ bar} = 873.8 \text{ kPa}$$

$$T = 177.07 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con estos valores se realiza un análisis de flujo y presión en el recorrido por lo que el valor que se tomara para la presión en las ecuaciones siguientes es el calculado en el proyecto de ingeniería mecánica titulado “EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA

FABRICACIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA”, para el cual el valor de la presión interna entre ambos cilindros es de 341.8333 KPa.

Con esta presión se calcula la densidad y temperatura del fluido la cual corresponde a la entrada del intercambiador:

$$T_{sat} = 138.01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.8637 \text{ kg/m}^3$$

Según datos proporcionados por LaGeo, para cálculos en tuberías de 1 in a 5 in puede asumirse una velocidad teórica que varía en un rango entre 30 m/s y 50 m/s, para cálculos estimados, por lo que se asume el valor promedio de velocidad para el diseño $c = 40 \text{ m/s}$, además se debe recordar que el vapor será conducido a través de una tubería galvanizada de 1 in nominal (diámetro interno de 25.40 mm). Por lo tanto, el flujo de vapor correspondiente es Ecuación (5):

$$\dot{m} = \rho c A$$

$$\dot{m} = 1.8637 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(40 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \left(\frac{\pi}{4} * 0.02664^2 \text{ m}^2 \right)$$

$$\dot{m} = 0.04155 \text{ kg/s}$$

Como una aproximación para diseñar se considera el intercambiador de calor en cuestión como flujo de vapor a través de una sección anular. A través de mediciones realizadas en el sitio se conocen los posibles datos de temperatura de vapor en la entrada y salida del intercambiador.

$$T_{ent} = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sal} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las propiedades del vapor se evalúan a la temperatura media, según Ecuación (35), entre la entrada y salida en el intercambiador por lo que se tiene:

$$T_m = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2}$$

$$T_m = \frac{130 + 110}{2}$$

$$T_m = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 10: Propiedades del vapor saturado a 120 °C.

ρ_{fg} (kg/m ³)	k_{fg} (W/m K)	μ_{fg} (kg/ m s)	Pr_{fg}	i_g 130°C (kJ/kg)	i_g 110°C (kJ/kg)
1.122	0.0275	1.296x10 ⁻⁵	1.0	2706.0	2691.1

El intercambiador de calor será construido a partir de tuberías para fluido geotérmico.

Conocidas las variables físicas del sistema, se puede proceder al análisis térmico del desempeño de la propuesta.

Determinando número de Reynolds (En función del flujo o gasto másico):

$$Re_{DH} = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu_v D_H}$$

Donde D_H es el diámetro hidráulico, D_{ite} es el diámetro interno de la tubería externa y D_{oti} es el diámetro externo de la tubería interna para arreglo de tubos anulares:

$$D_H = D_{ite} - D_{oti}$$

$$D_H = 0.0635 \text{ m}$$

Tabla 11: Análisis de transferencia de calor en vapor.

1. Flujo de calor por convección forzada en espacio anular		
Variable	Ecuación	Resultado
Reynolds	$Re_{DH} = \frac{4 \dot{m}}{\pi \mu_v D_H}$	64,283.93
Factor de fricción	$\frac{1}{\sqrt{f_g}} = -0.86 \ln \ln \left[\frac{\varepsilon_g}{3.7 D_H} + \frac{2.51}{Re_{DH} \sqrt{f_g}} \right]$	0.02727
Nusselt flujo anular	$Nu_{fa} = \frac{\left(\frac{f_g}{8}\right) (Re_{DH} - 1,000) Pr_v}{1 + 12.7 \left(\frac{f_g}{8}\right)^{1/2} (Pr_v^{2/3} - 1)}$	215.19
Factor de corrección para Nusselt	$B = 0.86 \left(\frac{D_{oti}}{D_{ite}}\right)^{-0.16}$	0.885
Coefficiente de convección en espacio anular	$h_{cf} = \frac{Nu_D * k_v * B}{D_H}$	82.4754 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

Las propiedades que la parafina tiene como promedio son:

Tabla 12: Propiedades de la parafina. Fuente: (Aragón Linares, Castellanos Alvarado, & Fuentes Torres, 2018).

ρ_p (kg/m ³)	k_p (W/m K)	μ_p (kg/ m s)	L_{par} (kJ/kg)	Pr_p	β_p (K ⁻¹)
750	0.24	2.43x10 ⁻³	244	25.41	0.00075

Tabla 13: Análisis de transferencia de calor de la parafina.

2. Transferencia de calor por convección natural		
Variable	Ecuación	Resultado
Grashof	$Gr_{L_{tc}} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_{tc}^3}{\left(\frac{\mu_p}{\rho_p}\right)^2}$	4.7566x10⁹
Rayleigh	$Ra = GrPr$	1.2087x10¹¹
Nusselt para convección natural	$Nu_{tc} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_{Lcp}^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr_{ai})^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$	740.792
Coeficiente de convección en parafina	$h_{cn} = \frac{Nu_{tc} * k_{par}}{L_{tc}}$	444.48 $\frac{W}{m^2 K}$

La red de resistencias térmicas consiste en tres resistencias en serie, la resistencia por conducción en el cilindro interno se calcula en base a la siguiente fórmula:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{D_{oti}}{D_{iti}}\right)}{2\pi Lk}$$

$$R_{cond} = 0.000425 \frac{^\circ C}{W}$$

La resistencia por convección forzada viene dada por:

$$R_{cf} = \frac{1}{h_{fa}A_1}$$

El área involucrada es la pared externa del cilindro interno, entonces:

$$R_{cf} = 0.02980 \frac{^\circ C}{W}$$

La resistencia por convección natural viene dada por:

$$R_{cn} = \frac{1}{h_{cn}A_2}$$

El área involucrada es la pared interna del cilindro interno, entonces:

$$R_{cn} = 0.005874 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

La resistencia térmica del sistema viene dada por:

$$R_{tot} = R_{cond} + R_{cf} + R_{cn}$$

$$R_{tot} = 0.03609 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

Tomando la temperatura media del vapor entre la entrada y la salida, el flujo de calor que entrega el vapor a la parafina se calcula con la ecuación de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{ter}}$$

$$\dot{Q} = 2,770.14 \text{ W}$$

Conociendo la energía necesaria para fundir la parafina $E = 5,766.75 \text{ kJ}$, y el flujo de calor que la calienta, se determina el tiempo estimado para fundir la parafina:

$$t \cong 35 \text{ min}$$

2.1.3 Sistema de enfriamiento de las velas

El sistema de enfriamiento⁴ consiste en un proceso de extracción de calor a través de flujo de aire forzado que recorre por la estructura y entre los moldes con ayuda de un soplador de aire, simulando un banco de tubos con arreglo alineado.

Cuando la energía térmica de la parafina varía, al extraer el calor reduciendo su temperatura hasta la temperatura de solidificación, su estado de agregación se modifica y cambia de estado físico. La eliminación de calor produce solidificación de la vela en el interior del molde, (Guerrero).

Tabla 14. Características de la parafina.

Propiedad	Magnitud	Unidades
Calor latente de solidificación	244	kJ/kg
Conductividad térmica de parafina	0.24	W/m K
Coeficiente de expansión	0.00075	K ⁻¹
Viscosidad dinámica	2.4x10 ⁻³	kg/m s
Densidad	750	kg/m ³
Número de Prandl	25.41	--
Conductividad térmica de acero galvanizado	46.5	W/m K

⁴ El sistema de Enfriamiento es un sistema de componentes y fluidos que trabajan juntos para controlar la temperatura de operación del sistema, para un desempeño óptimo.

Tabla 15. Características del soplador.

Propiedad	Magnitud	Unidades
Potencia	1.32	kW
Caudal de aire	380	CFM

La energía en forma de calor a extraer de la parafina es la necesaria para reducir su temperatura desde 120 °C, que es la temperatura (promedio que alcanza el interior del intercambiador de calor) hasta 25 °C que es la temperatura ambiente incluyendo la energía térmica de solidificación que permite su cambio de fase.

$$E = m [c_p * (\Delta T) + L_{solidificación}]$$

$$E = 5,766.75 \text{ kJ}$$

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura de entrada:

Tabla 16. Propiedades del aire a temperatura de entrada.

Propiedad	Magnitud	Unidades
Calor específico	1.007	kJ/kg K
Densidad	1.14	Kg/m ³
Conductividad térmica	0.02551	W/m K
Viscosidad cinemática	1.562x10 ⁻⁵	m ² /s
Número de Prandl	0.7296	--

Aiba y colaboradores demostraron que, en una sola fila de tubos muy cercanos entre sí, existe un número de Reynolds crítico. En el intervalo $1.15 \leq S_L/D \leq 3.4$.

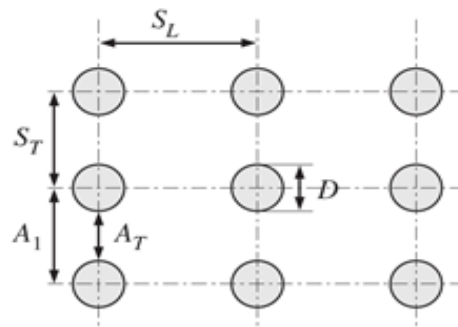


Figura 37. Arreglo de moldes en línea.

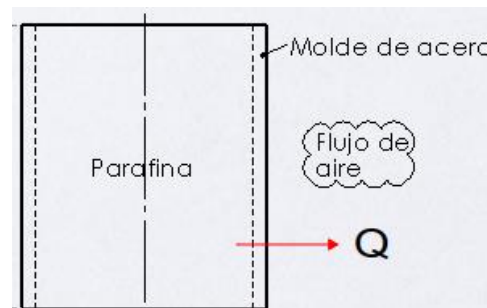


Figura 38. Dimensiones del molde del velón y flujo de calor.

Donde:

$$S_T = S_L = 109 \text{ mm}$$

$$D = 89 \text{ mm}$$

$$\frac{S_L}{D} = \frac{109.5 \text{ mm}}{89 \text{ mm}}$$

$$\frac{S_L}{D} = 1.23$$

La relación entre el espacio entre tubos y el diámetro del cilindro es de 1.23 y se encuentra entre el rango para obtener el Reynolds crítico.

$$Re_{Dc} = 1.14 \times 10^5 \left(\frac{S_L}{D} \right)^{-5.84}$$

$$Re_{Dc} = 33,975.36$$

El flujo de calor extrae la energía a la parafina por medio de un flujo de aire y se transfiere por conducción a través de la pared cilíndrica del molde de acero que separa al flujo de aire de la parafina.

- **Análisis de convección natural de parafina:**

Transferencia de calor por convección natural a través de cilindro vertical,
L = 103 mm:

$$G_r = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2}$$

$$G_r = 3.9257 \times 10^7$$

Obteniendo el número de Rayleigh:

$$Ra_L = G_r Pr$$

$$Ra_L = 0.9975 \times 10^9$$

Transferencia de calor por convección natural a través de cilindro vertical,
L = 103 mm:

Para $G_r > 10^9$:

$$\overline{Nu}_D = 0.13(G_r Pr)^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_L = 129.892$$

Obteniendo el coeficiente de convección natural:

$$\bar{h}_c = \overline{Nu}_L \frac{k_{par}}{L}$$

$$\bar{h}_c = 302.66 \frac{W}{m^2 K}$$

Resistencia térmica de la parafina, determinada para los velones:

$$R_{par} = \frac{1}{\bar{h}_c (\pi D_i L)}$$

$$R_{par} = 0.00425 \frac{^\circ C}{W}$$

Análisis de conducción a través del molde cilíndrico de acero:

$$R_c = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_e}\right)}{2\pi L k_a}$$

$$R_c = 0.00011 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

- **Análisis de convección a través de banco de tubos con flujo de aire:**

Correlación del número de Nusselt para flujo cruzado sobre banco de tubos alineados, para $N_L > 16$ y $0.7 < P_r < 500$ y $1,000 < Re_{Dc} \leq 2 \times 10^5$. Tomado de Zakauskas, 1987.

$$\overline{Nu}_D = 0.27(Re_{Dc})^{0.63}(P_r)^{0.36}$$

$$\overline{Nu}_D = 172.47$$

Obteniendo el coeficiente de convección en el banco de tubos:

$$\bar{h}_{BT} = \overline{Nu}_D \frac{k_{aire}}{D}$$

$$\bar{h}_{BT} = 54.995 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Resistencia térmica del banco de tubos:

$$R_{BT} = \frac{1}{N \bar{h}_{BT} (\pi D_e L)}$$

$$R_{BT} = 0.021 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Flujo de calor a través del banco de tubos:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{par} + R_{BT} + R_c}$$

$$\dot{Q} = 1,971.61 \text{ W}$$

- **Tiempo estimado de enfriamiento del sistema de velas:**

$$t = \frac{E}{\dot{Q}}$$

$$t \cong 49 \text{ min.}$$

2.2 Diseño mecánico del prototipo

2.2.1 Diseño de recipiente a presión

Tabla 17: Tabla resumen de dimensiones de ambos cilindros

Cilindro	Diámetro externo (mm)	Diámetro interno (mm)	Espesor (mm)
Externo	406.35	387.35	9.525
Interno	323.85	304.80	

2.2.1.1 Diseño del cilindro interno

El primer paso para el diseño de recipientes a presión⁵ es la evaluación de la relación de espesor-radio que dará la pauta para el uso de las ecuaciones de diseño, ya que el valor obtenido de la división es menor que 1/20 se ocuparán las ecuaciones para cilindros de pared delgada y si es mayor cilindros de pared gruesa la cual se utilizara la Ecuación (55) del presente documento.

⁵ Un recipiente a presión o depósito bajo presión o "pressure vessel" es un contenedor estanco diseñado para contener fluidos (gases o líquidos) a presiones mucho mayores a la presión ambiental o atmosférica. La presión diferencial entre el interior del recipiente y el exterior ocasiona que los mismos sean diseñados, fabricados y operados bajo regulaciones y normas ingenieriles exigentes. Por esas razones, el diseño y certificación de un recipiente diseñado para contener presión varía de país a país, y requiere definir parámetros tales como la máxima presión admisible y la temperatura máxima admisible.

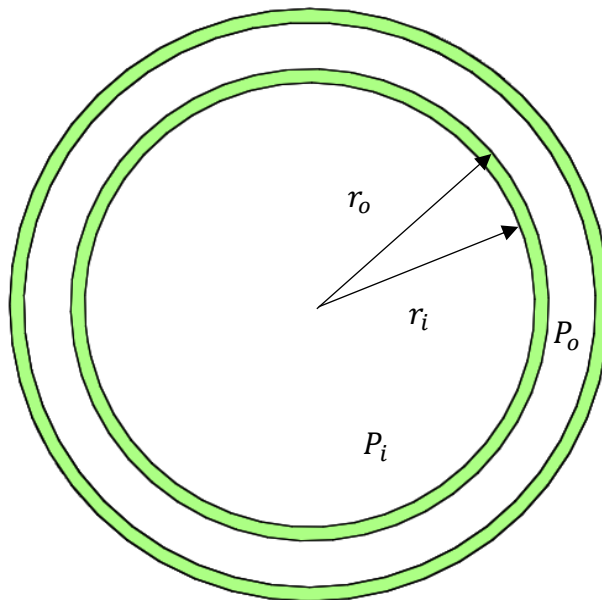


Figura 39: Vista de planta de cilindros concéntricos.

$$\frac{e}{r_o} \leq \frac{1}{20}$$

$$\frac{9.525}{161.925} \leq \frac{1}{20}$$

$$0.0588 \leq 0.05$$

A partir del valor obtenido en el resultado anterior se puede observar que el análisis debe ser efectuado para cilindro de pared gruesa por lo que se usara la Ecuación (60) para el esfuerzo radial y la Ecuación (59) para el esfuerzo tangencial.

El valor de diseño que se tomara en la evaluación del recipiente a presión es la presión máxima del cabezal a la profundidad de 0 m en el pozo.

$$P_o = 873.8 \text{ kPa}$$

Debido a que la parafina ejerce presión estática en el tanque:

$$P_i = \rho g H$$

Asumiendo H estado crítico, $H = 0.4 \text{ m}$:

$$P_i = (750 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(0.4 \text{ m})$$

$$P_i = 2.94 \text{ kPa}$$

Evaluando esfuerzo radial en radio crítico (r_o):

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(P_i - P_o) r_o^2 r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2}$$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(P_i - P_o) r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Sustituyendo valores en la ecuación y resolviendo se obtiene un esfuerzo radial de:

$$\sigma_r = 873.8 \text{ kPa (c)}$$

Evaluando esfuerzo tangencial en radio crítico (r_o):

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{(P_i - P_o) r_o^2 r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \frac{1}{r^2}$$

$$\sigma_t = 13.69 \text{ MPa (c)}$$

El esfuerzo axial se determina a partir de la Ecuación (58), entonces se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Lo cual sustituyendo valores se obtiene un esfuerzo axial de:

$$\sigma_a = 7.281 \text{ Mpa (c)}$$

Todos los esfuerzos están sometidos a compresión.

Para el análisis de falla se ocupará la Ecuación (52) de Von Mises para analizar la falla del material:

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

La relación donde $\sigma_1 = \sigma_t$, $\sigma_2 = \sigma_a$, $\sigma_3 = \sigma_r$:

$$\left[\frac{(-13.69 \text{ MPa} + 7.28 \text{ MPa})^2 + (-7.28 \text{ MPa} + 0.873 \text{ MPa})^2 + (-0.873 \text{ MPa} + 13.69 \text{ MPa})^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

$$11.09 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, al realizar el cálculo de diseño de elementos sometidos a presión externa se puede observar que el material no fallaría porque el valor obtenido es menor al límite de fluencia del material.

2.2.1.2 Diseño del cilindro externo

El primero paso para el diseño de recipientes a presión es la evaluación de acuerdo a la relación de espesor-radio, la cual dará la pauta para el uso de las ecuaciones de diseño ya que el valor obtenido de la división es menor que 1/20 se ocuparan las ecuaciones para cilindros de pared delgada y si es mayor cilindros de pared gruesa la cual se utilizara la ecuación 66 del presente documento.

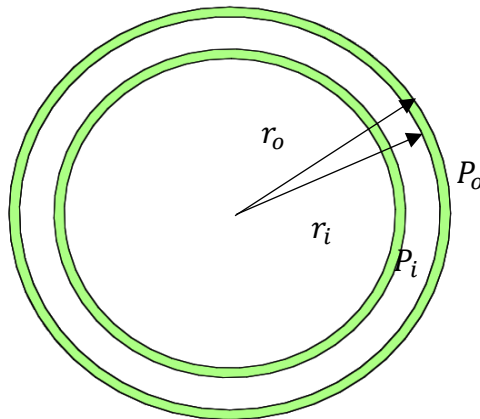


Figura 40: Vista planta de cilindros concéntricos

$$\frac{e}{r_o} \leq \frac{1}{20}$$

$$\frac{9.525}{193.675} \leq \frac{1}{20}$$

$$0.0491 \leq 0.05$$

A partir del valor obtenido en el resultado anterior se puede observar que el análisis debe ser efectuado para cilindro de pared delgada por lo que se usara la ecuación 67 para el esfuerzo axial y la ecuación 68 para el esfuerzo tangencial.

El valor de diseño que se tomará en la evaluación del recipiente a presión es la presión máxima del cabezal a la profundidad de 0 m en el pozo.

$$P_i = 873.8 \text{ kPa}$$

$$\sigma_a = \frac{P_i D_i}{4e} = -\frac{P_o D_o}{4e}$$

$$\sigma_a = \frac{P_i D_i}{4e} = \frac{(873.8 \text{ kPa})(387.35 \text{ mm})}{4(9.525 \text{ mm})}$$

$$\sigma_a = 8.883 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i D_i}{2e} = -\frac{P_o D_o}{2e}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i D_i}{2e} = \frac{(873.8 \text{ kPa})(387.35 \text{ mm})}{2(9.525 \text{ mm})}$$

$$\sigma_t = 17.767 \text{ MPa}$$

Para el análisis de falla se ocupará la ecuación 61 de Von Mises para analizar la falla del material

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

$$\left[\frac{(17.767 \text{ MPa} - 8.883 \text{ MPa})^2 + (8.883 \text{ MPa} - 0)^2 + (0 - 17.767 \text{ MPa})^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y$$

$$15.39 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, al realizar el cálculo de diseño de elementos sometidos a presión interna se puede observar que el material no fallaría porque el valor obtenido es menor al límite de fluencia del material.

2.2.1.3 Diseño de tapa de cierre de cilindros

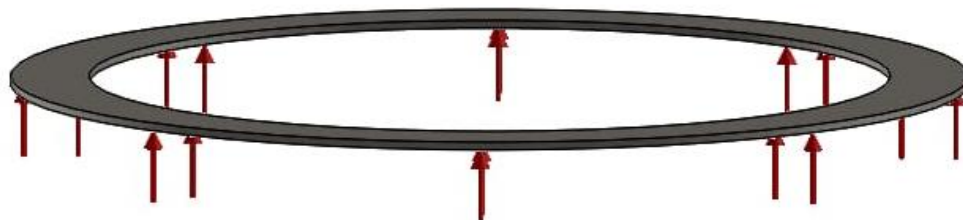


Figura 41: Anillo tapadera de intercambiador de calor.

La Figura 41 es la representación de la tapadera, es un anillo el cual en toda su área transversal tiene una carga distribuida en su interior. Para el análisis de esfuerzos se hará una consideración la cual consiste en tomar todo el anillo y tomarlo como una viga doblemente empotrada para este tipo de comportamiento ya hay tablas de solución la cual se presenta a continuación:

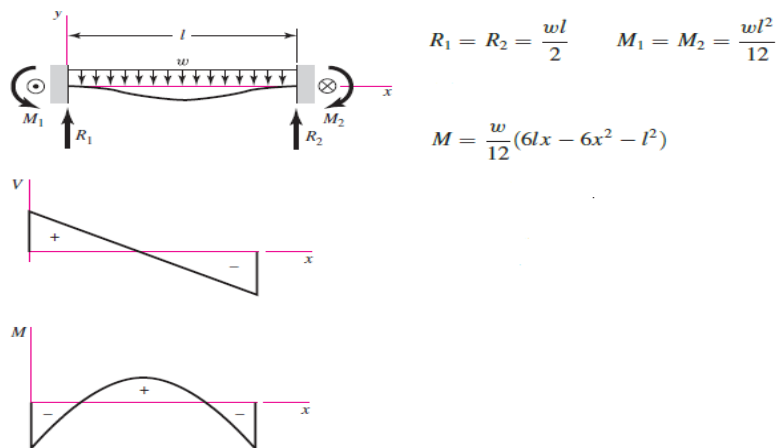


Figura 42. Distribución de fuerzas cortante y momento flector de una viga doblemente empotrada

A partir de las ecuaciones presentadas en la Figura 42 podemos evaluar los esfuerzos en el anillo, por lo tanto, considerando una viga de sección de 31.75mmx1117mmx6.35mm se deberá calcular su inercia total y el momento máximo para evaluar su comportamiento:

El momento máximo se presenta en la mitad de la sección de la viga considerada por lo que sustituyendo en la ecuación de la Figura 42:

$$M = \frac{w}{12} \left(\frac{6L^2}{2} - 6 \frac{L^2}{4} - L^2 \right)$$

$$M = \frac{wL^2}{24}$$

En la ecuación anterior se ha considerado una carga distribuida internamente de 27.74 kN/m.

$$M = 1.44 \text{ kN.m}$$

Para determinar el esfuerzo se considera la inercia de la sección la cual se calcula con la ecuación siguiente:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Donde b es 31.75mm y h es 6.35mm. Sustituyendo lo valores se tienen:

$$I = 6.7746 \times 10^{-10} \text{ m}^2$$

$$c = \frac{h}{2} = 3.18 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{(1.44 \text{ kN}\cdot\text{m})(3.18 \times 10^{-3} \text{ m})}{6.7746 \times 10^{-10} \text{ m}^4} = 6.759 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el esfuerzo del material es de acero A36 con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa al comparar ambos resultados el material no fallará por la carga aplicada considerando esa sección.

2.2.2 Diseño de estructuras de soporte

El diseño estructural es un proceso en el cual se debe seleccionar la geometría, espesor y material que garantice el funcionamiento seguro y a la vez óptimo del diseño, por lo cual para diseñar la estructura de soporte del tanque para fundir parafina y la de soporte de moldes se recurrió al uso de un software CAD libre (abaqus student edition), para facilitar el proceso de cálculo de ambas estructuras.

El estudio se efectuó por medio de análisis de elementos finitos, el cual consiste en dividir todo el modelo en partes finitas. Luego se utilizan ecuaciones de resistencia de materiales, a todo el conjunto de elementos finitos (conocido como malla).

El material que se decidió utilizar es acero A-36 en perfil estructural de 2"x2"x1/4", mediante iteraciones sucesivas se seleccionó una geometría que permite la operación segura con el uso del material seleccionado.

El desarrollo consiste en evaluar los esfuerzos resultantes máximos en cada estructura, como también verificar el factor de seguridad para el correcto y óptimo funcionamiento del prototipo.

2.2.2.1 Análisis estático

El criterio de esfuerzo máximo de tensión de Von Mises se basa en la teoría de deformaciones resultantes, la teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión es igual al límite de la tensión de ese material. En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión, para la simulación se puede observar que el material no falla, ya que el límite elástico en tensión y compresión para el acero A-36 es de 250 MPa y la tensión es aproximadamente (-0.37 Mpa) lo cual significa que las regiones se encuentran a compresión.

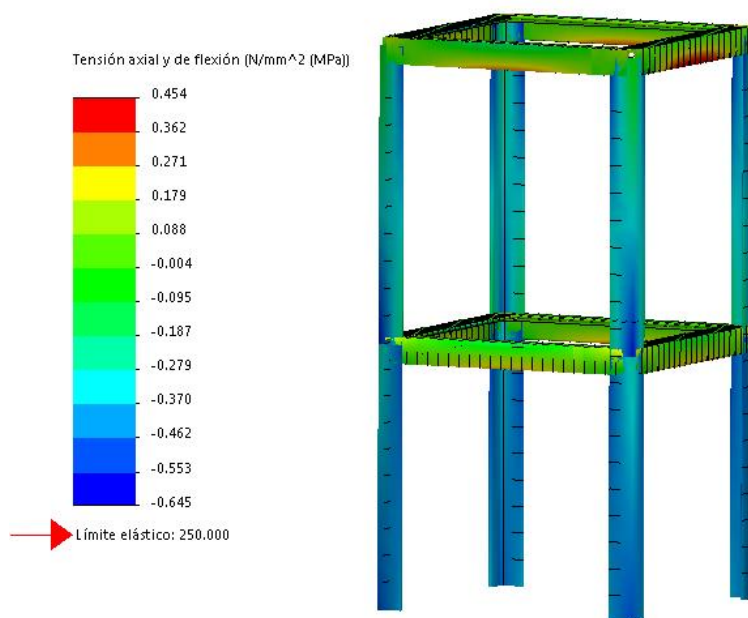


Figura 43: Análisis estático de la estructura de soporte de intercambiador de calor. (2018). [Figura].

Para la simulación de la estructura de soporte de los moldes se puede observar que el material no falla, ya que el límite elástico para el acero A-36 es de 250 MPa aproximadamente y los esfuerzos presentes en la estructura de (-297Mpa y -0.503 Mpa) lo cual significa que las regiones se encuentran a compresión.

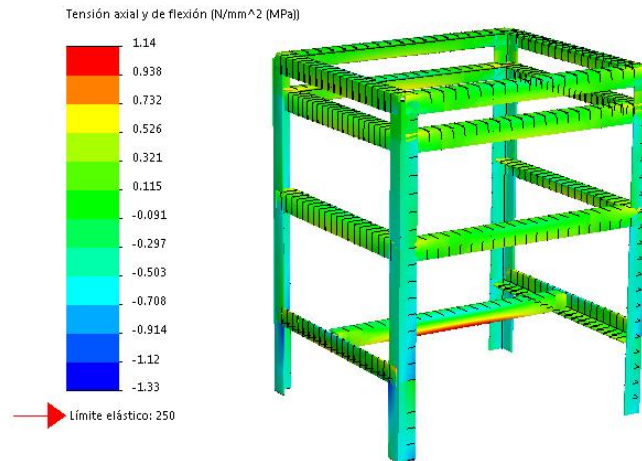


Figura 44: Análisis estático de la estructura de soporte de moldes. (2018). [Figura].

2.2.2.2 Factor de seguridad

El factor de seguridad se evalúa en cada elemento del mallado del modelo, según el criterio de Von Mises. La interpretación del factor de seguridad se entiende por un valor inferior a 1 el material falla en esa ubicación, un factor de seguridad de 1 significa que el material en esa ubicación está en el límite de falla y un factor de seguridad superior a 1 en una ubicación significa que el material opera en condiciones seguras. Para el análisis desarrollado en la estructura de soporte de marmita y la estructura de soporte de moldes se tomó un factor de seguridad de 5 para el análisis como se puede ver en las imágenes, ambos operan en condiciones seguras.

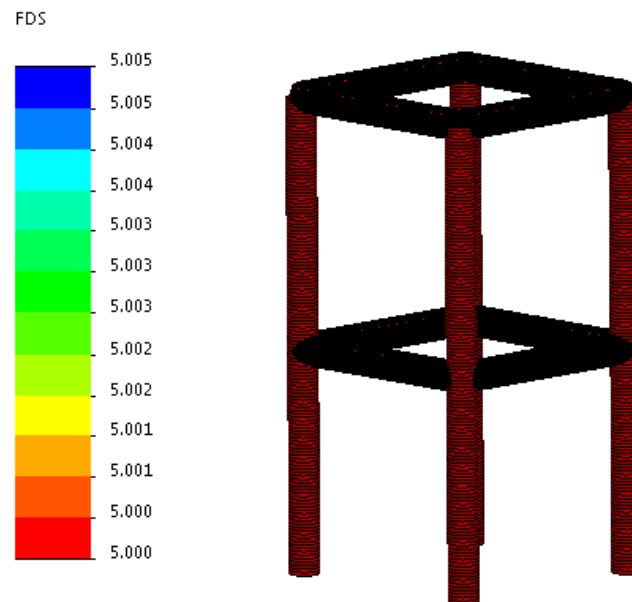


Figura 45: Análisis de factor de seguridad de estructura de soporte de marmita. (2018). [Figura].

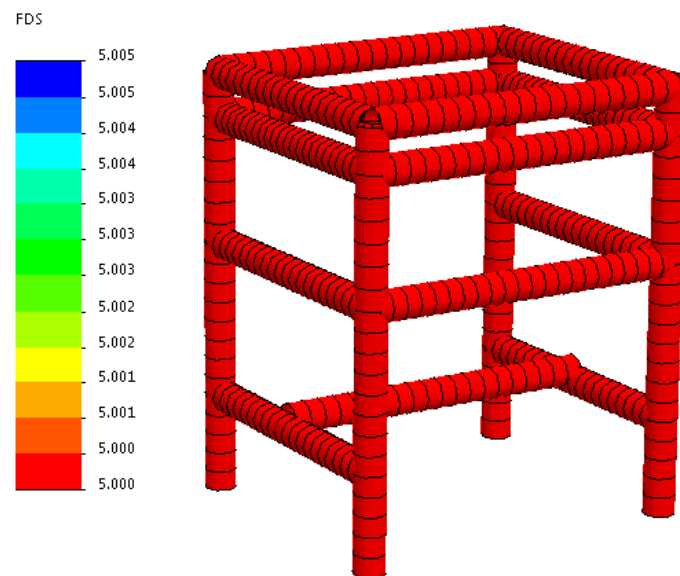


Figura 46: Análisis de factor de seguridad de estructura de soporte de moldes. (2018). [Figura].

2.2.3 Diseño de tornillo para extracción de la vela

2.2.3.1 Diseño del tornillo de potencia

El tornillo de potencia es el mecanismo que se utilizará para la extraer la vela del molde. A través de una estructura diseñada para soportar el molde y asegurar su posición fija durante el proceso de extracción.

La fuerza necesaria a ejercer por el tornillo (F , Fuerza de diseño) para extraer la vela, es la fuerza de empuje que requiere el vástago en el caso crítico cuando toda la pared externa de la vela se adhiere al molde y se requiere el desmolde de las superficies para su fácil extracción. El método utilizado para determinar la magnitud de la fuerza de diseño es un ensayo de compresión Figura 47, aplicando carga al vástago se determina la fuerza a la cual cede la adhesión de la superficie de la vela y permite su fácil extracción.

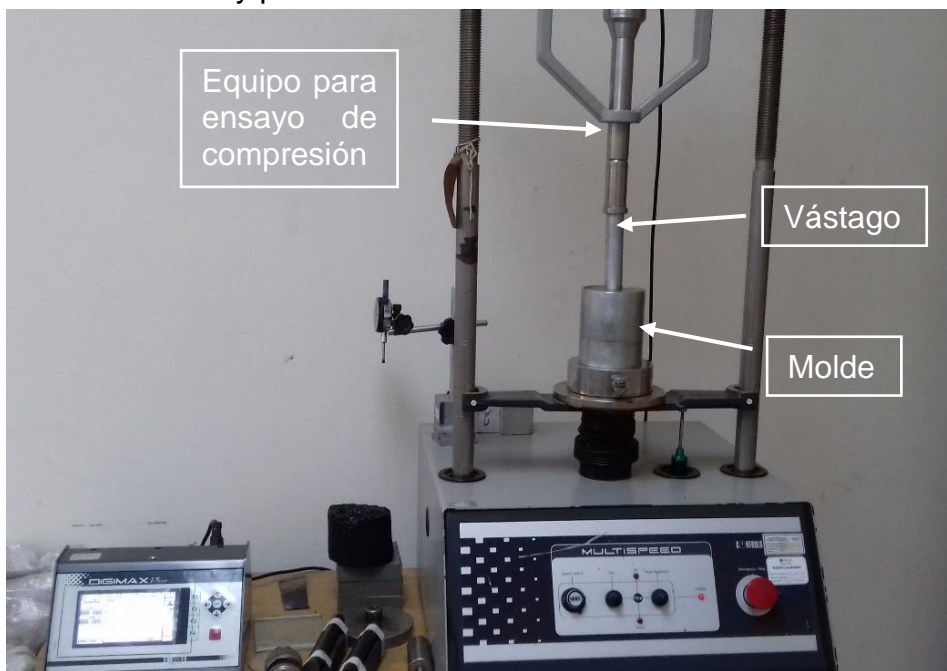


Figura 47. Ensayo de compresión para determinar fuerza necesaria de desmolde de vela. 2018). [Fotografía].

Los parámetros y resultados se detallan en la Tabla 18:

Tabla 18. Resultado de ensayo de compresión, aplicado al vástago para determina la fuerza necesaria para extraer la vela.

Velocidad de carga (m/s)	Carga aplicada (kN)	Deformación (mm)
1.5 m/s	5.207	1.25

A partir del ensayo realizado en el equipo de compresión, se ha determinado que la vela se puede extraer a una carga de 5.207 kN. Como criterio de diseño la carga que se utilizará es: $F=5.50$ kN.

El esquema detallado del tornillo de potencia de rosca cuadrada se puede observar en la Figura 48.

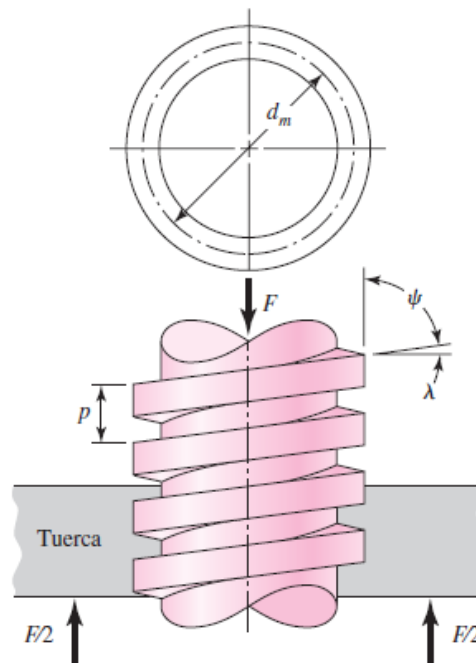


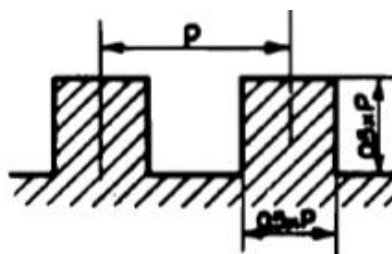
Figura 48. Detalle de cargas en un tornillo de potencia de rosca cuadrada. [Figura]. Fuente: (Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008).

Los parámetros a considerar para el diseño del tornillo de potencia son los siguientes:

Tabla 19. Propiedades del tornillo de potencia.

Tornillo de potencia de rosca cuadrada	
Parámetro	Cantidad o descripción
Material de tornillo y tuerca	Acero
Fuerza para desmolde	5.50 kN
Coefficiente de fricción en pares roscados Acero-Acero	0.15
Diámetro del tornillo	29 mm

Las dimensiones del tornillo de potencia se obtienen a partir del diámetro externo, los perfiles de tornillo para rosca cuadrada se muestran en la Figura 49.



Rosca cuadrada

$$P = 0,2 \times \text{Diámetro del tornillo.}$$

Figura 49. Perfil de rosca para alta resistencia en rosca cuadrada. [Ilustración]. Fuente: (Casillas).

El paso del tornillo según el Manual de taller de A. L. Casillas:

$$P = 0.2D_t \quad (61)$$

$$P = 0.2(29 \text{ mm})$$

$$P = 5.8 \text{ mm}$$

De igual manera, el diámetro interno (D_r):

$$D_r = 25 - 2(0.5(5 \text{ mm}))$$

$$D_r = D - 2(0.5P) \quad (62)$$

$$D_r = 23.2 \text{ mm}$$

Diámetro medio del tornillo de potencia (D_m):

$$D_m = \frac{D_t + D_r}{2} \quad (63)$$

$$D_m = \frac{29 \text{ mm} + 23.2 \text{ mm}}{2}$$

$$D_m = 26.1 \text{ mm}$$

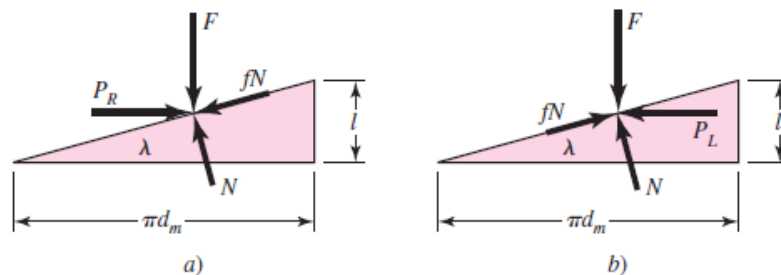


Figura 50. Diagramas de fuerza: a) al subir carga y b) al bajar la carga.

La fuerza de reacción que tiene que realizar el tornillo de potencia para extraer la vela es P_R y debe ser suministrada por el torque que realiza el operario a través de la manivela.

$$P_R = \frac{F[L + f_f(\pi D_m)]}{\pi D_m - f_f L} \quad (64)$$

Dónde:

P_R : Es la fuerza del tornillo de potencia que se aplica al vástago del sistema a través del torque generado por el operario.

F : Fuerza de diseño del tornillo de potencia, necesaria para la extracción de la vela. En condición crítica, $F = 5.5 \text{ kN}$.

D_m : Diámetro medio entre rosca del tornillo de potencia.

f_f : Coeficiente de fricción entre pares roscados (Tornillo y tuerca), para materiales de acero en ambos pares, $f_f = 0.15$.

L : Avance de tornillo por vuelta, para tornillo de un solo hilo el avance coincide con el paso del tornillo, $L = P$.

$$P_R = \frac{(5.5 \text{ kN})[5.8 \text{ mm} + 0.15(\pi * 26.1 \text{ mm})]}{\pi * 26.1 \text{ mm} - 0.15 * 5.8 \text{ mm}}$$

$$P_R = 1.23 \text{ kN}$$

El par de torsión o torque (T) es el producto de la fuerza P y el radio medio, para superar la fricción de la rosca y extraer la vela empujando al vástago. Es producido por el operario a través de la manivela. Se puede escribir T_R :

$$T_R = P_R \left(\frac{D_m}{2} \right) \quad (65)$$

$$T_R = 1.23 \text{ kN} \left(\frac{26.1 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$T_R = 16.05 \text{ kN} * \text{mm}$$

La fuerza que se aplica a la manivela que es la necesaria para extraer la vela es:

$$F_{op} = \frac{T_R}{R_{manivela}} \quad (66)$$

$$F_{op} = \frac{(16.05 \text{ kN} * \text{mm})}{135 \text{ mm}}$$

$$F_{op} = 0.11 \text{ kN}$$

$$F_{op} \cong 11 \text{ kgf}$$

La fuerza necesaria por la persona operaria para extraer la vela es de 10.45 kgf. Según una encuesta de la dirección de trabajo del gobierno de Chile (Chile, 2019), el peso máximo que los trabajadores (hombre y mujer) pueden manipular manualmente (sin ayuda de dispositivos mecánicos) es de 25 kgf, por tanto, el equipo es adecuado para la manipulación y operación de cualquier persona.

- **Análisis de esfuerzos y teoría de fallas**

1. Esfuerzo cortante nominal de tensión para barra redonda:

$$\tau = \frac{16 T_R}{\pi D_r^3} \quad (67)$$

Dónde:

τ : Es el esfuerzo cortante aplicado a una barra redonda.

T_R : Es torque generado por el operario, para extraer la vela en condición crítica.

D_r : Diámetro de raíz de rosca del tornillo de potencia, condición crítica.

$$\tau = \frac{16 (16.05 \text{ kN} * \text{mm})}{\pi (23.2 \text{ mm})^3}$$

$$\tau = 6.54 \text{ MPa}$$

2. Esfuerzo axial nominal (compresión):

$$\sigma = -\frac{4 (F)}{\pi (D_r)^3} \quad (68)$$

$$\sigma = -\frac{4 (5.5 \text{ kN})}{\pi (23.2 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = -13.01 \text{ MPa}$$

3. Esfuerzo flexionante (σ_b) en la raíz de la rosca:

$$\sigma_b = \frac{6 (0.38F)}{\pi * D_r * n_t * p} \quad (69)$$

Dónde:

σ_B : Es el esfuerzo en los apoyos de la rosca.

F : Fuerza de diseño del tornillo de potencia distribuida en las roscas que están en contacto, en condición crítica para la primera rosca, $F_R = 0.38 F$.

D_r : Diámetro de raíz de rosca del tornillo de potencia, condición crítica.

n_t : Número de roscas en contacto, condición crítica en primera rosca.

p : Paso entre roscas.

$$\sigma_b = \frac{6 (0.38 * 5.5 \text{ kN})}{\pi * 23.2 \text{ mm} * 1 * 5.8 \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 29.66 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos en coordenadas ortogonales son:

Tabla 20. Esfuerzos ortogonales resultantes.

σ_x	$\sigma_b = 29.66 \text{ MPa}$	τ_{xy}	0
σ_y	0	τ_{yz}	$\tau = 6.54 \text{ MPa}$
σ_z	$\sigma = -13.01 \text{ MPa}$	τ_{zx}	0

El esfuerzo de Von Mises se puede escribir como Ecuación (52):

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(29.66)^2 + (-(-13.01))^2 + (-13.01 - 29.66)^2 + 6(6.54^2) \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = 39.54 \text{ MPa}$$

De la tabla A 5 del anexo, se tiene que para la condición de recocido, el tratamiento que presenta menor esfuerzo de fluencia en el material, el esfuerzo para un acero con menor contenido de carbono (A 1030) es $\sigma_y = 317 \text{ MPa}$. Se puede determinar que la condición de esfuerzo en la que está sometido el tornillo de potencia es menor al esfuerzo máximo que puede recibir, de tal forma que el tornillo es adecuado para el proceso de extracción.

2.3 Evaluación de resultados

2.3.1 Evaluar el funcionamiento del sistema

Para el correcto funcionamiento del sistema de la elaboración de velas que consiste básicamente en el calentamiento de una mezcla parafina y de aditivos que conforman la estructura y apariencia de la vela, las propiedades medidas son:

- Temperatura de flujo de vapor a la entrada del intercambiador de calor.
- Temperatura de flujo de vapor a la salida del intercambiador de calor.
- Temperatura en el interior del tanque.
- Tiempo de calentamiento de la mezcla.
- Tiempo de enfriamiento de la mezcla en los moldes.

2.3.2 Medición de variables del proceso de elaboración de velas

El total de pruebas realizadas para evaluar el funcionamiento del sistema fueron dos, cada una con diferente masa de parafina y diferentes proporciones de aditivos.

2.3.2.1 Prueba 1

- **Fecha:** 11/12/2018

Tabla 21. Datos generales de la primera prueba de elaboración de velas con recurso geotérmico de baja entalpía.

Descripción	Cantidad	Unidad
Parafina	11,200	g
Vybar	84 (0.75%)	g
Aromatizante	180	g
Colorante	Al gusto	-
Velones	30	-

Tabla 22. Registro de temperaturas obtenidas en el intercambiador de calor para la primera prueba.

Tiempo (min)	T. Entrada °C	T. Salida °C	T. Interna °C
0	124.3	106.6	111.0
3	126.3	101.1	113.9
6	127.6	113.1	116.3
9	128.8	101.1	119.6
11	128.8	112.9	123.2
16	124.7	109.6	123.0
26	130.0	110.5	126.4
34	128.9	114.2	123.3

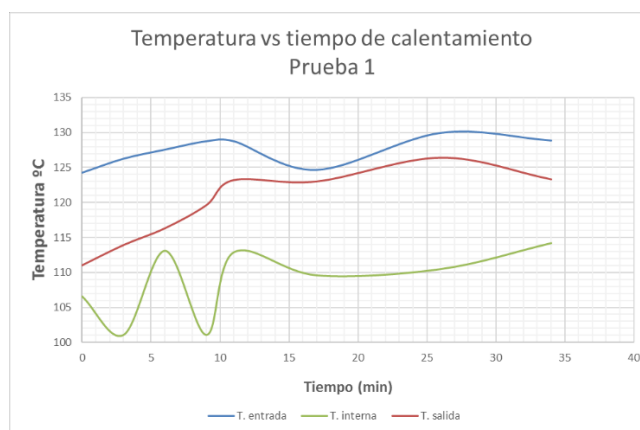


Figura 51. Diagrama Temperatura-tiempo para la prueba número 1 de elaboración de velas. [Grafico].

Se puede observar que el flujo de vapor a la de entrada en el intercambiador de calor, se mantiene a una temperatura promedio de 127 °C cuando la apertura de la válvula de entrada es del 50%, y a la salida se aprecia inicialmente una leve variación de temperatura debido a pérdidas en el flujo que pasa por el espacio anular y se estabiliza hasta una temperatura promedio de 109 °C. La temperatura promedio registrada en el interior es de 120 °C, muestra una pequeña reducción debido a la resistencia térmica que genera el acero al flujo de vapor. El proceso se llevó a cabo en un tiempo de 34 minutos.

2.3.2.2 Prueba 2

- Fecha: 7/01/2019

Tabla 23. Datos generales de la segunda prueba de elaboración de velas con recurso geotérmico de baja entalpía.

Descripción	Cantidad	Unidad
Parafina	6,258	g
Vybar	94 (1.5%)	g
Aromatizante	80	g
Colorante	Al gusto	-
Velones	16	-

La masa de Vybar utilizada para la segunda prueba fue de 1.5% de la masa de parafina a utilizar.

Tabla 24. Registro de temperaturas obtenidas en el intercambiador de calor para la primera prueba.

Tiempo (min)	T. Entrada °C	T. Salida °C	T. Interna °C
0	117.0	104.5	111.0
5	121.0	116.3	117.0
14	118.6	115.1	117.4
20	125.0	119.0	124.4
25	130.2	122.0	124.4
30	128.8	122.3	124.9

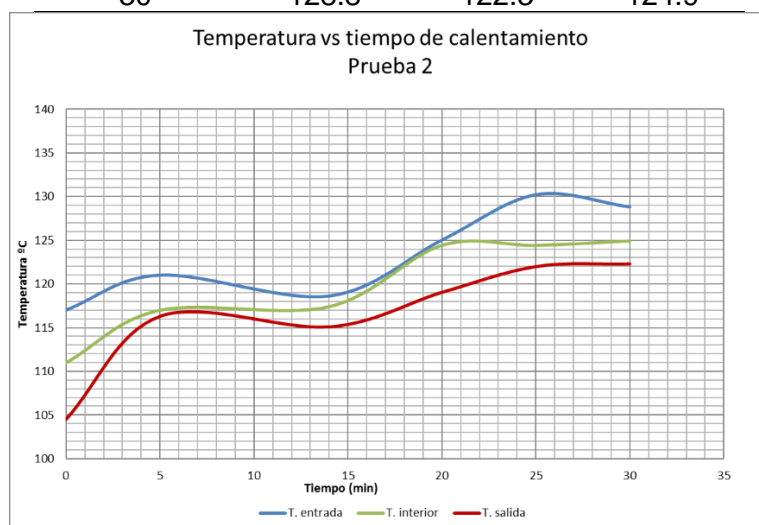


Figura 52. Diagrama Temperatura-tiempo para la prueba número 2 de elaboración de velas. [Grafico].

En los datos observados en la segunda prueba se puede apreciar que el flujo de vapor a la de entrada en el intercambiador de calor, se mantiene a una temperatura promedio de 123 °C, cuando la apertura de la válvula de entrada es del 50%, a la salida se aprecia nuevamente se tiene un aumento de temperatura y se estabiliza en un tiempo estimado de 4 minutos a una temperatura promedio de 116 °C. La temperatura promedio registrada en el interior es de 120 °C. El proceso se llevó a cabo en un tiempo de 20 minutos.

Cuando el proceso de calentamiento de la parafina ha finalizado, se procede al vertido en los moldes del sistema, para después esperar el enfriamiento y solidificación de la vela. El tiempo de enfriamiento a temperatura ambiente se registró con un cronómetro digital y es de 4 horas para las velas.



Figura 53. Equipo desarrollador del proyecto en la finalización de pruebas realizadas.

3 ANÁLISIS ECONÓMICO

La evaluación económica tiene como objetivo analizar el rendimiento y Rentabilidad de toda la Inversión independientemente de la fuente de Financiamiento. Entre los aspectos a evaluar se encuentra: La Tasa Mínima Atractiva de Rendimiento (TMAR), el Valor Actual Neto (VAN) y Tasa Interna de Retorno (TIR).

La evaluación económica es un método de análisis útil para adoptar decisiones racionales ante diferentes alternativas y tener un panorama claro del comportamiento de los costos a largo plazo con respecto a las utilidades. Con mucha frecuencia se suele confundir evaluación económica con el análisis o evaluación financiera. En este segundo caso se considera únicamente la vertiente monetaria de un proyecto con el objetivo de considerar su rentabilidad en términos de flujos de dinero. Mientras que la evaluación económica integra en su análisis tanto los costos monetarios como los beneficios expresados en otras unidades relacionadas con las mejoras en las condiciones de vida de un grupo, a continuación, se presenta un resumen de costos del proyecto:

Tabla 25. Pronóstico de producción.

PRODUCCIÓN			
Mes	Días laborales	Número de Velas x día	Producción velas
1	20	60	1,200
2	20	60	1,200
3	20	60	1,200
4	20	60	1,200
5	20	60	1,200
6	20	60	1,200
7	20	60	1,200
8	20	60	1,200
9	20	60	1,200
10	20	60	1,200
11	20	60	1,200
12	20	60	1,200
TOTAL			14,400

Tabla 26 :Costo unitario de materia prima para fabricar velas

INSUMOS PARA PRODUCIR VELAS	US\$
Parafina full refinada 58/60 (22 kg)	52,206
Bote de aroma para velas	6,78
Colorante para velas	10,17
Yardas de pábilo	1,356
Total	70,512
Cantidad de velas producidas	65
Costo unitario materia prima	1,084.8

- Se asume que para el primer año solo se produce el 30% de la producción máxima teórica de 14,400.
- Para el año 2 se produce el 40%, para el año 3 el 50%, para el año 4 el 55% y para el año 5 del 60% de la producción teórica.
- La producción diaria es de dos lotes diarios por la capacidad del equipo que son 30 velas.

Tabla 27: Producción anual.

PRONÓSTICO					
	Año				
	1	2	3	4	5
	2019	2020	2021	2022	2023
Velas por año	4,320.00	5,760.00	7,200.00	7,920.00	8,640.00
Materia prima	\$4,686.34	\$6,248.45	\$7,810.56	\$8,591.62	\$9,372.67

Tabla 28: Ingresos anuales.

INGRESOS						
		Año	Año	Año	Año	Año
		1	2	3	4	5
		2019	2020	2021	2022	2023
Precios	US\$/vela	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50
Ingresos	US\$	15,120.00	23,040.00	32,400.00	39,600.00	47,520.00

Tabla 30: Tabla resumen de costos del proyecto.

AÑO		0	1	2	3	4	5
COSTO	Inversión inicial	\$(3,824.25)					
	Mejoras anuales		\$100.00	\$200.00	\$300.00	\$400.00	\$500.00
	Costo operativo		\$12,480.00	\$12,480.00	\$12,480.00	\$12,480.00	\$12,480.00
	Mantenimiento		\$500.00	\$500.00	\$500.00	\$500.00	\$500.00
	Administración		\$6,000.00	\$6,000.00	\$6,000.00	\$6,000.00	\$6,000.00
	Materia prima		\$4,686.34	\$6,248.45	\$7,810.56	\$8,591.62	\$9,372.67
INGRESO	Ingreso anual		\$15,120.00	\$21,168.00	\$27,518.40	\$34,398.00	\$41,277.60
FLUJO	Utilidad antes de impuesto		\$9,933.66	\$15,200.61	\$21,941.54	\$29,016.40	\$36,091.26
	Ganancia antes de impuesto		\$(8,546.34)	\$(3,279.39)	\$3,461.54	\$10,536.40	\$17,611.26
	Depreciación		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
IMPUESTO	Beneficio antes de impuesto		\$(8,546.34)	\$(3,279.39)	\$3,461.54	\$10,536.40	\$17,611.26
	30%		\$ -	\$ -	\$1,038.46	\$3,160.92	\$5,283.38
	Utilidad después de impuesto		\$(8,546.34)	\$(3,279.39)	\$2,423.08	\$7,375.48	\$12,327.88
CAPITAL DE TRABAJO	Cuentas por cobrar		\$1,242.74	\$1,739.84	\$2,261.79	\$2,827.23	\$3,392.68
	Cuentas por pagar		\$1,452.03	\$1,516.22	\$1,484.13	\$1,468.08	\$1,452.03
	Inventario		\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
	Capital de trabajo		\$(209.29)	\$223.61	\$777.66	\$1,359.16	\$1,940.65
	Flujo de caja	\$(3,824.25)	\$(8,655.62)	\$(2,855.78)	\$3,500.74	\$9,134.64	\$14,768.54

3.1 Tasa Mínima Atractiva de Rendimiento (TMAR)

La TMAR es el rendimiento que como mínimo están dispuestos a aceptar los inversionistas para decidir invertir o no en el proyecto. Esta tasa será utilizada para descontar los flujos anuales y así obtener el Valor Actual Neto (VAN). Para poder invertir en la adopción del proyecto que se propone, se hace necesario establecer parámetros de aceptación ante las posibilidades de éxito o fracaso, lo cual se plasma a través de la aplicación de la Tasa Mínima Aceptable del proyecto (TMAR), que representa el costo de oportunidad que tiene el capital a invertir en esta iniciativa. Por lo tanto, la evaluación sirve de comparación para atraer a inversionistas. Por su parte, la TMAR para inversionistas está dada por la suma de un porcentaje de inflación considerado una tasa de inflación promedio de los 5 años anteriores más otro porcentaje como premio al riesgo, La TMAR para el financista está compuesta por los mismos elementos antes mencionados, su diferencia radica en la determinación del premio al riesgo.

La TMAR se calcula de la siguiente forma:

$$TMAR = \text{tasa de inflación} + \text{Premio al riesgo}$$

$$TMAR = I + R + (I * R)$$

Donde:

I: Tasa de Inflación

R: Premio al riesgo

Determinar tasa de inflación.

Para realizar el cálculo de la tasa de inflación se obtendrá el promedio de las tasas de inflación de datos históricos en El Salvador dichos datos serán

tomados de un periodo de 10 años comprendido entre los años 2008 – 2017 más la proyección para el año de 2018 del banco central de reserva.

Tabla 31: Tasa de inflación anual de El salvador

Año	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	Prom
% de Inflación	6.708	1.056	1.179	5.128	1,76	0,75	1,14	-0,73	0,608	1.014	2.2	1.89

Tasa de inflación a utilizar para realización de cálculos: 1.89%.

Premio al Riesgo

El premio al riesgo en el caso del prototipo para fabricación de velas utilizando recurso de baja entalpia por ser un proyecto de innovación este no puede tener una comparación de cuanto se espera ganar con el desarrollo de este, ya que su objetivo no es lucrarse ni beneficiarse, por lo tanto, para el premio al riesgo se utilizará la tasa de 1.45% compilados por Allan Huang de la Universidad Estatal San de José, California, Estados Unidos.

Por lo que la TMAR se obtiene de la siguiente manera:

$$TMAR = \text{tasa de inflación} + \text{Premio al riesgo}$$

$$TMAR = I + R + (I * R)$$

$$TMAR = 1.89\% + 1.45 + (1.89 * 1.45\%)$$

$$\mathbf{TMAR = 6.0805\%}$$

La tasa mínima aceptable de rendimiento es de 6.0805% cabe destacar que esta se tomara de referencia para efectos de comparación de la conveniencia o no del proyecto económicamente hablando, con la tasa encontrada se espera

cubrir u obtener un rendimiento por lo menos igual al índice inflacionario, sin embargo como inversionistas no solo se espera mantener el poder adquisitivo de la inversión (al cubrir la inflación) sino que se espera tener un rendimiento que haga crecer el monto invertido además de haber compensado la inflación.

3.2 Valor Actual Neto (VAN)

El valor actual neto (VAN) de un proyecto se define como el valor obtenido en el presente del proyecto y se elabora actualizando para cada año por separado las entradas y salidas de efectivo que acontecen durante la vida del mismo a una tasa de interés fija determinada. Esta también incluye las inversiones las cuales deben ser tomadas del flujo neto de ingresos y egresos. Es decir, que comparan en el tiempo cero del proyecto las ganancias esperadas contra los desembolsos necesarios para producirlas. La tasa que se utiliza para descontar los flujos de fondos, es la rentabilidad mínima aceptable.

Para el cálculo del Valor Actual Neto (VAN) se utilizará la siguiente fórmula:

$$VAN = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1+t)^i}$$

Donde:

I_0 = Inversión inicial.

F_i = Flujo neto de efectivo.

t = Coste Promedio Ponderado del Capital, o tasa de descuento o actualización.

n = Años en el análisis del proyecto.

Tabla 32: Explicación del valor actual neto

Valor	Significado	Decisión a tomar
VAN > 0	La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida.	El proyecto puede aceptarse
VAN < 0	La inversión produciría pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida	El proyecto debería de rechazarse
VAN = 0	La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas	Dado que el proyecto no agrega valor monetario por encima de la rentabilidad exigida, la decisión debería basarse en otros criterios, como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado u otros factores.

A continuación, se presenta el cálculo del VAN para el proyecto:

Para dicho cálculo se es necesario auxiliarse del Estado de Flujo de Efectivo anual, de dónde se obtienen los Flujos Netos de Efectivo. A continuación, se presenta el detalle:

Tabla 33: Flujo de caja del proyecto.

Flujo de caja	\$(3,824.25)	\$(8,655.62)	\$(2,855.78)	\$3,500.74	\$9,134.64	\$14,768.54
---------------	--------------	--------------	--------------	------------	------------	-------------

$$VAN = \$10,902.95$$

La VAN obtenida del proyecto es de **\$10,902.95** lo que significa según los valores de interpretación antes mencionados que el proyecto puede aceptarse.

3.3 Tasa Interna de Retorno

La tasa interna de retorno o tasa interna de rentabilidad (TIR) de una inversión, está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero, es decir la que reinvierte en el proyecto todos los beneficios.

La TIR muestra a los inversionistas la tasa de interés máxima a la que debe contraer préstamos, sin que incurra en futuros fracasos financieros. Para lograr esto se busca aquella tasa que aplicada al Flujo neto de Efectivo hace que el VAN sea igual a cero.

El procedimiento para determinar la TIR es igual al utilizado para el cálculo del VAN; para posteriormente aplicar el método numérico mediante aproximaciones sucesivas hasta acercarnos a un VAN = 0. Para el cálculo se aplica la siguiente fórmula del VAN:

$$VAN = -I_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1+t)^i} = 0$$

Donde:

I_0 = Inversión inicial.

F_i = Flujo neto de efectivo.

t = Tasa Interna de Retorno que se busca.

n = Años en el análisis del proyecto.

El criterio de decisión sobre la aceptación o rechazo de un proyecto a través del método de la Tasa Interna de Retorno, es el siguiente:

$TIR \geq TMAR$, entonces el proyecto se acepta.

$TIR < TMAR$, entonces el proyecto se rechaza.

Para el cálculo de la TIR se es necesario auxiliarse del Estado de Flujo de Efectivo anual, de dónde se obtienen los FNE (Flujos de Efectivo Netos) presentados en la tabla anterior. Aplicando la fórmula de la TIR se obtiene:

$$**TIR = 26%**$$

Con el resultado obtenido el proyecto se acepta ya que: $TIR = 26%$ es mayor que la $TMAR = 6.0805%$.

CONCLUSIONES

- A partir de la investigación realizada, se determinó que las velas con mayor demanda en el mercado es el velón, debido a su presentación, durabilidad y aroma para acondicionar un ambiente agradable.
- La evaluación económica demuestra que es factible la producción de velas aprovechando la baja entalpía del vapor geotérmico en el campo geotérmico de Ahuachapán, es justificado debido a que, en la industria, el 60% del gasto es en energía eléctrica por los equipos requeridos para el calentamiento de la parafina
- Para el diseño y la construcción del equipo, se realizaron distintos análisis respecto al dimensionamiento de componentes, debido a que se determinó una producción de 30 velas. La capacidad del intercambiador de calor se instaló para contener todo el volumen estimado y un porcentaje extra para posible producción mayor, además para obtener el área de transferencia de calor adecuada y soportar la presión de vapor a la salida del pozo geotérmico.
- Se evaluó el intercambiador de calor de extracción de energía del cabezal del pozo, y se estudiaron diferentes escenarios a fin de tener la temperatura de diseño requerida a la salida del mismo, como también el respectivo análisis del fluido de trabajo a utilizar. En lo anterior, se analizaron intercambiadores concéntricos, de tubos paralelos, de tubo y coraza y de serpentín, debido a los materiales a utilizar y la geometría implícita de cada uno de estos, se determinó que el más adecuado era el

de tuberías concéntricas con entrada tangencial de fluido, los cuales la selección se encuentra en el proyecto de ingeniería mecánica titulado. “EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA FABRICACIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA”.

- Para la correcta operación del sistema, se elaboró un manual de usuario, el cual contempla los procedimientos de uso, mantenimiento y precauciones que hay que tener en cuenta al momento de operar el sistema prototipo.
- Se realizaron pruebas para verificar el funcionamiento del prototipo para la medición de temperatura, tiempos de fabricación lo cual se obtuvieron resultados satisfactorios.

RECOMENDACIONES

- El tiempo de solidificación de la parafina en cada molde es de 5 horas por cual se recomienda instalar un flujo de aire transversal al arreglo de tubos alineados para reducir el tiempo de enfriamiento.
- Se recomienda que se coloquen manómetros de temperatura a la entrada y salida del intercambiador esto con el fin de controlar los valores de operación del sistema.
- Pasados los primeros diez minutos en el proceso de fusión de la parafina se debe hacer movimiento circular a la masa líquida de la parafina para lograr acelerar el proceso de fusión de la masa sólida restante.
- Se recomienda instalar un agitador para evitar realizar esta operación manualmente por peligros de quemaduras.
- Se recomienda instalar una válvula de purgado en el intercambiador para evitar que el sistema quede con agua de condensado.
- Verificar el estado de los elementos del sistema que estén conectados correctamente.
- Utilizar siempre elementos de seguridad industrial en el uso del equipo.
- Siempre al realizar un proceso de fusión se recomienda limpiar el interior del intercambiador para evitar que la parafina se contamine.

REFERENCIAS

- Casillas, A. L. (s.f.). *Máquinas, cálculos de taller*. España.
- Cengel A., Y. (2011). Conducción de calor en estado estacionario. En Y. Cengel A., *Transferencia de calor y masa* (págs. 138-192). México D.F: McGrawHill.
- Cengel A., Y. (2011). Convección externa forzada. En Y. Cengel A., *Transferencia de calor y masa* (págs. 418-444). México D.F.: McGrawHill.
- Cengel A., Y. (2011). Convección natural. En Y. Cengel A., *Transferencia de Calor y Masa* (págs. 519-580). Mexico D.F.: McGrawHill.
- Cengel A., Y. (2011). Introducción y conceptos básicos. En Y. Cengel A., *Transferencia de calor y masa* (págs. 2-35). México D.F: McGrawHill.
- Cengel, Y. A. (2011). Intercambiadores de calor. En *Transferencia de Calor y Masa* (págs. 629-683). Mexico D.F: McGrawHill.
- Cengel, Y. A. (2012). *Termodinámica*. Mexico D.F: McGraw Hill.
- Chile, D. d. (12 de 02 de 2019). *Dirección del trabajo*. Obtenido de <https://www.dt.gob.cl/portal/1628/w3-article-99188.html>
- Components101. (2018). *Components101*. Obtenido de <https://components101.com/microcontrollers/arduino-uno>
- Cooperation, T. L. (2018). *Made-in-China.com*. Obtenido de https://es.made-in-china.com/co_techsheen/product_Ts-50-Germany-Technology-0-3mm-Paraffin-Powder-Wax-Candle-Making-Machine-500kg-H_eigniigy.html

DiPippo, R. (2008). Geothermal Power Plants. En R. DiPippo, *Geothermal Power Plants* (pág. 84). Burlington, MA, USA: ELSEVIER.

Dolecki. (s.f.). *Dolecki*. Obtenido de <http://m.dolecki.eu/es/oferta/cat/9/>

Factory, G. (2018). *Geek Factory*. Obtenido de <https://www.geekfactory.mx/tienda/modulos-para-desarrollo/max6675-modulo-interfaz-termopar/>

Gonzales Soletto, R. D. (2015). Obtenido de Diseño estructural y modelaje de líneas de transporte de fluidos geotérmicos: <http://ri.ues.edu.sv/8905/1/Dise%C3%B1o%20estructural%20y%20modelaje%20de%20l%C3%ADneas%20de%20transporte%20de%20fluidos%20geot%C3%A9rmicos.pdf>

Guerrero, I. d. (s.f.). *Calor latente y solidificación de la parafina*. Obtenido de Studocu: <https://www.studocu.com/en/document/universidad-autonoma-de-guerrero/fisicoquimica/practical/calor-latente-y-solidificacion-de-la-parafina/3220645/view>

guiamexivo. (s.f.). *guiamexico*. Obtenido de <https://guiamexico.com.mx/empresas/m-v-de-mexico-maquinas-moldeadoras-para-velas-y-veladoras.html>

Incropera, F. P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. En *Introducción* (págs. 2-30). Naucalpan de Juárez, Mexico: Pearson.

INDUSTRIAS DOJE, F. I. (s.f.). *INDUSTRIAS DOJE FUNDICIÓN INYECTADA*. Obtenido de INDUSTRIAS DOJE FUNDICIÓN INYECTADA: <https://www.doje.com/es/blog/el-anodizado-del-aluminio.html>

Jr., W. L. (2008). *GUÍA DE SOLDADURA para el técnico profesional*. México D.F.: Limusa.

LaGeo. (25 de Noviembre de 2013). Obtenido de LaGeo: <http://www.lageo.com.sv/index.php?cat=1007&title=Central%20Geot%E9rmica%20Ahuachap%E1n&lang=es>

Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México D.F.: Pearson.

Nisbett, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.

Nisbett, R. G. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mc Graw Hill.

Norton, R. L. (2011). *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado*. México D.F.: Pearson Education.

Pulido Ruíz, L. A. (2008). *Diseño y simulación de proceso automático de calentamiento y llenado de parafina a las máquinas de la línea de producción de velas*. Bogota D.C: Universidad de la Salle.

Ruiz, L. A. (s.f.). *Repositorio Universidad de La Salle Bogota D.C*. Obtenido de <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwigmtP1karhAhV6wMQHHR6-CeQQFjAAegQIBBAC&url=http%3A%2F%2Frepository.lasalle.edu.co%2Fbitstream%2Fhandle%2F10185%2F16434%2FT44.08%2520P966d.pdf%3Fsequence%3D1%26isAllo>

Tóricas, J. (s.f.). *IJASA*. Obtenido de <https://www.ijasa.com/pdf/orings.pdf>

Trillo, G. L., & Angulo, V. R. (s.f.). *Guía de la energía geotérmica*. Recuperado el 29 de Septiembre de 2019, de <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-geotermica.pdf>

ANEXOS

A 1. Propiedades de pozo geotérmico fuente de energía para elaboración de velas.

Elevación	811	m.s.n.m.			
Tmax:	323.87	°C	Nivel:	409.1	m.s.n.m.
Prof. Max:	669.97	m.s.n.m.	T. a 200 msnm	224.28	°C
P. Tmax:	29.10	bar	P. a 200 msnm	24.75	bar

Presión (bar)	Temperatura (°C)	Profundidad (m)
8.738	177.07	0
8.739	177.09	0.1
8.751	177.11	0.3
8.749	177.11	0.6
8.747	177.14	1.12
8.752	177.19	1.63
8.749	177.21	2.43
8.749	177.24	3.37
8.762	177.27	4.05
8.762	177.29	5.01
8.767	177.31	5.81
8.760	177.32	6.59
8.768	177.34	7.59
8.771	177.35	8.29
8.767	177.36	9.23
8.772	177.36	10.14
8.771	177.37	11.03
8.775	177.38	12.06
8.770	177.4	12.9
8.788	177.42	13.95
8.787	177.43	14.82
8.784	177.44	15.84
8.786	177.45	16.77
8.786	177.46	17.74
8.793	177.47	18.76
8.786	177.47	19.64
8.786	177.48	20.72

8.793	177.49	21.64
8.795	177.49	22.71
8.798	177.49	23.61
8.799	177.5	24.68
8.795	177.51	25.6
8.800	177.52	26.62
8.807	177.52	27.62
8.806	177.52	28.6
8.801	177.53	29.62
8.808	177.54	30.61
8.806	177.55	31.67
8.811	177.55	32.6
8.816	177.56	33.68
8.814	177.57	37.66

A 2 Tabla de propiedades termodinámicas de agua saturada en función de temperatura.

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

A 3 Tabla de propiedades termodinámicas de agua saturada en función de presión.

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., <i>P</i> kPa	Temp. sat., <i>T</i> _{sat} °C	Volumen específico, <i>m</i> ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., <i>v</i> _f	Vapor sat., <i>v</i> _g	Liq. sat., <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Vapor sat., <i>u</i> _g	Liq. sat., <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Vapor sat., <i>h</i> _g	Liq. sat., <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Vapor sat., <i>s</i> _g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

A 4 Tabla de propiedades térmicas de agua saturada en función de presión

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P_{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h_{fg} kJ/kg	Calor específico, c_p J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-2}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-2}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-2}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-2}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-2}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-2}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-2}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-2}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-2}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-2}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-2}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-2}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-2}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-2}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-2}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-2}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-2}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-2}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-2}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-2}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-2}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-2}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-2}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-2}
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-2}
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-2}
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-2}
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-2}
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-2}
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-2}
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-2}
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-2}
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-2}
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-2}
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-2}
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-2}
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}	—	—	—

A 5 Propiedades mecánicas de aceros tratados térmicamente.

[Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción en el área, %	Dureza Brinell
1030	TyR*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	TyR*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	TyR*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	TyR*	540 (1 000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	TyR*	650 (1 200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1 700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
1040	Recocido	870 (1 600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
	TyR	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	TyR	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	TyR	650 (1 200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1 650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
1050	Recocido	790 (1 450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
	TyR*	205 (400)	1 120 (163)	807 (117)	9	27	514
	TyR*	425 (800)	1 090 (158)	793 (115)	13	36	444
	TyR*	650 (1 200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1 650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
1060	Recocido	790 (1 450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
	TyR	425 (800)	1 080 (156)	765 (111)	14	41	311
	TyR	540 (1 000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	TyR	650 (1 200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado	900 (1 650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
1095	Recocido	790 (1 450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179
	TyR	315 (600)	1 260 (183)	813 (118)	10	30	375
	TyR	425 (800)	1 210 (176)	772 (112)	12	32	363
	TyR	540 (1 000)	1 090 (158)	676 (98)	15	37	321
	TyR	650 (1 200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
1141	Normalizado	900 (1 650)	1 010 (147)	500 (72)	9	13	293
	Recocido	790 (1 450)	658 (95)	380 (55)	13	21	192
	TyR	315 (600)	1 460 (212)	1 280 (186)	9	32	415
	TyR	540 (1 000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262

A 6 Manual de instrucciones, operación y mantenimiento

Manual de Instrucciones, operación y Mantenimiento

EQUIPO PARA FABRICACIÓN DE VELAS

Presentan:

Samuel Eduardo Aragón Linares.

Eduardo Enrique Castellanos Alvarado.

Javier Eduardo Fuentes Torres.

Introducción

Componentes del equipo

Con este manual se pretende proporcionar al cliente las pautas de operación y mantenimiento en el uso del presente equipo suministrado por el equipo investigador,

La siguiente imagen muestra los elementos principales que forman parte del equipo.

1. Válvula de apertura de flujo
2. Válvula de salida de flujo
3. Válvula de purgado de salida
4. Válvula de purgado de entrada
5. Tanque contenedor de parafina
6. Válvula para verter parafina
7. Equipo contenedor de moldes
8. Tuberías de conducción de vapor

Se recomienda al operario de este equipo que lea atenta y detenidamente este manual y siga las instrucciones generales.

Este manual es la base de operación y conocimiento necesario previo en el uso del equipo a utilizar

Su lectura es de obligación antes de operar el sistema, ya que es necesario que conozca todos los aspectos básicos de funcionamiento, mantenimiento y seguridad.



El equipo investigador declina toda responsabilidad en accidentes provocador por modificaciones en el equipo no autorizadas por parte del operador

En caso de deterioro de una pieza ponerse en contacto con el diseñador del equipo

Se aconseja que el equipo no sea utilizado por personas menores de 18 años sin la supervisión de una persona adulta, quedando bajo su responsabilidad el mal uso o daños derivados del uso del equipo

Antes de poner en operación el equipo verificar que no haya fugas en las líneas de derivación de vapor

Antes de realizar mantenimiento verificar que válvulas estén cerradas y la temperatura de la marmita sea la ambiente

Se pondrá a disposición este manual de instrucciones a todos los operarios

Se realizará mantenimiento periódico recomendado por el equipo investigador y se llevará un registro documentado

Descripción general del equipo

El equipo se constituye, principalmente, por válvulas tanto de apertura y cierre de derivación de vapor para el sistema, tuberías de conducción de vapor, una mesa de soporte el cual contiene moldes y una marmita.

El equipo tiene la función de permitir el calentamiento de una tubería concéntrica en el cual su interior se deposita cera-parafina el cual se derrite y permite ser vertida en los moldes.

Descripción del puesto de trabajo.

Siempre al utilizar la maquina revisar todos los componentes del sistema, no deben presentar deterioros producto de desgaste, en caso contrario auxiliarse del técnico para realizar su cambio.

Operación del equipo.

<p>Condiciones preliminares Estas condiciones se deben verificar para el correcto manejo del equipo</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Revisar que los componentes no presenten deterioro ✓ Revisar que la válvula de entrada y salida de derivación de vapor se encuentren cerradas. ✓ Revisar que las válvulas de purgado del sistema no se encuentren abiertas ✓ Revisar líneas de conducción de vapor (especialmente accesorios que no presenten fugas)
<p>Puesta en marcha Es el proceso de condiciones a seguir para que el quipo funcione correctamente</p> <ol style="list-style-type: none"> 1- Abrir válvula (1) 2- Cerrar válvula (X) 3- Abrir válvula (2) 4- Esperar que el sistema alcance una temperatura constante 5- Colocar la cantidad necesaria de cera-parafina y dejar hasta que alcance su punto de fusión 6- Preparar moldes efectuando la limpieza de los mismo, lubricando y colocando su vástago. 7- Abrir válvula (6) y auxiliarse de un recipiente para verterla en moldes
<p>Procedimiento de salida del equipo Consiste en realizar las condiciones de salida del equipo cierre y apertura de válvulas. Antes de terminar operaciones se debe limpiar la marmita internamente, esto consistirá en verter agua del grifo y esperar a que llegue a punto de ebullición, con un cepillo limpiar bien y evacuar el agua.</p> <p>Pasos para terminar operaciones.</p> <ol style="list-style-type: none"> 1- Cerrar válvula (1) 2- Abrir válvula (X) 3- Cerrar válvula (2) 4- Abrir válvulas (3,4) para purgar el sistema

Exigencias de seguridad.

Estas son las condiciones mínimas de seguridad que se deben cumplir para operar el equipo las cuales se pueden resaltar.

- ✓ Uso de guantes de protección para alta temperatura para el manejo de válvulas.
- ✓ Uso de zapatos de seguridad por caídas de un molde.
- ✓ No correr en un radio de tres metros para evitar caídas sobre tuberías de conducción por la alta temperatura con la cual se maneja.
- ✓ Antes de accionar el sistema comprobar los componentes del sistema.
- ✓ La verificación del estado de componentes debe realizarse únicamente con el equipo aislado.
- ✓ No debe asumirse que un equipo en paro es un equipo seguro puede haber fugas en válvulas y en accesorios.

Mantenimiento.

Antes de realizar un mantenimiento en el equipo, el usuario deberá notificar al ingeniero encargado del área de explotación para que le asignen un técnico el cual deberá revisar las condiciones preliminares para luego realizar el mantenimiento del equipo.

Requisitos de operaciones básicas

- Peligros
 - No tocar el interior de la marmita si no se han verificado las condiciones preliminares de seguridad.
 - No tocar válvulas sin su debida protección.

- Verificar que todos los componentes estén en buenas condiciones.
- Debe verificar condiciones térmicas del equipo.
- Advertencias:
 - En caso de accidente debe cerrar válvulas de entrada y salida de vapor.
 - El mantenimiento debe ser realizado considerando las medidas de seguridad de apartados anteriores.
- Avisos:
 - Evitar dejar objetos en el paso de las tuberías de derivación de vapor.
 - Si cambiará tramos, codos o válvulas verificar el estado de las válvulas principales.

Requisitos antes de la puesta en marcha.

- Peligros
 - Antes de abrir válvulas revisar todas las líneas de derivación, como también válvulas de purgado para evitar un accidente.
- Advertencias:
 - Comprender las instrucciones y el manual de usuario claramente.
 - Revisar el buen estado de las válvulas.
 - Revisar todos los elementos de seguridad como son guantes para alta temperatura y calzado de seguridad.

Operaciones después de mantenimiento.

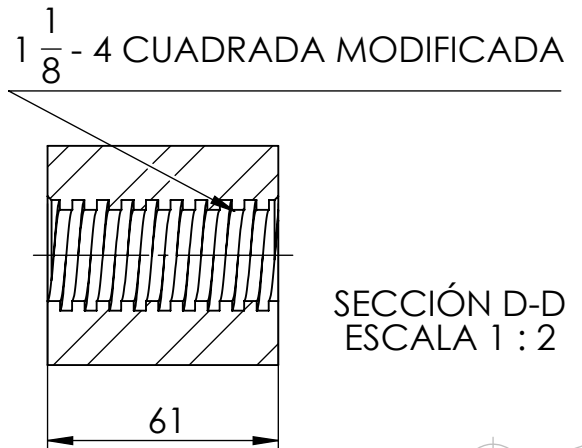
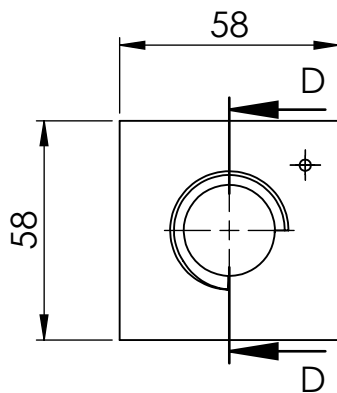
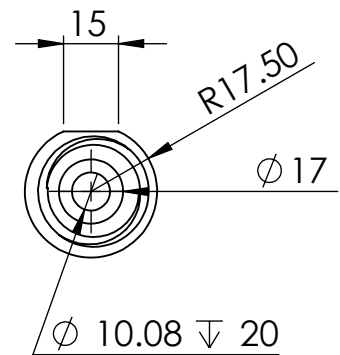
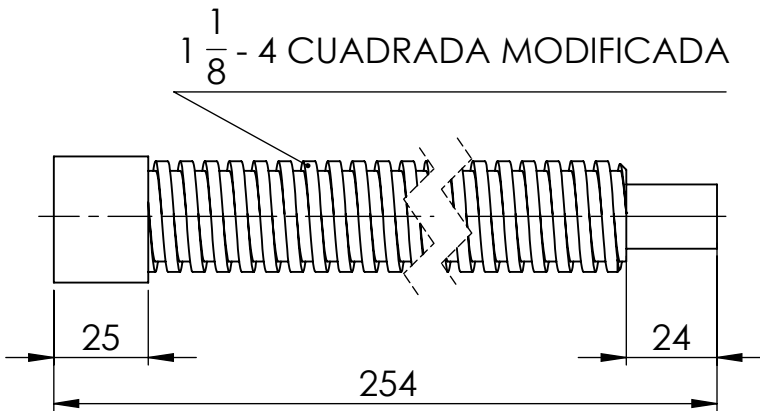
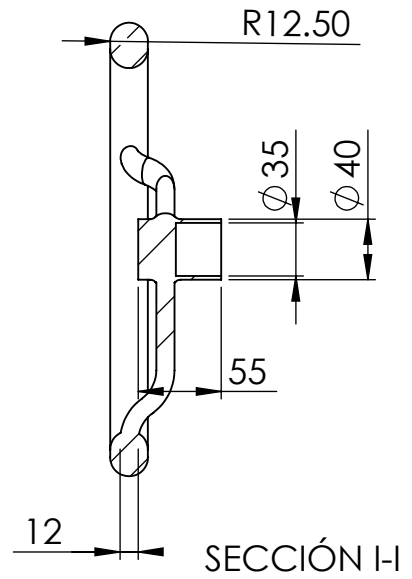
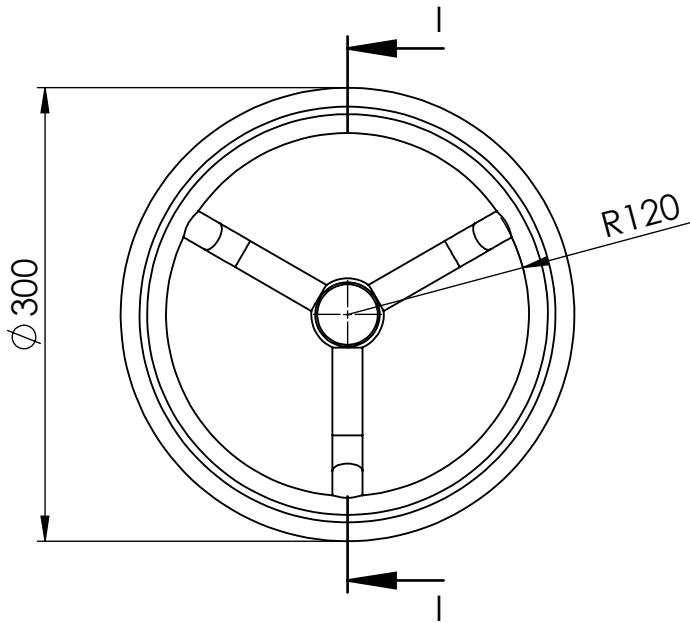
- Peligros
 - Revisar con mucho cuidado todos los cambios realizados en el sistema.
- Advertencias:
 - Después de realizar el mantenimiento deben cuidarse que todos los componentes estén debidamente colocados.

Medidas de prevención.

Señalización.

Nombre	Descripción
<p>PELIGRO DE VAPOR A ALTA PRESION</p> 	<p>Es la señalización sobre todas las válvulas de apertura y cierre de vapor, deben ser manipuladas con mucho cuidado.</p>
<p>PELIGRO DE APLASTAMIENTO</p> 	<p>Esta señalización marca el manejo de placas, bandeja y émbolos los cuales pueden causar graves daños.</p>
<p>SUPERFICIE CALIENTE</p> 	<p>Debe tenerse cuidado en el manejo de todas las superficies de derivación de vapor y el manejo de la parafina sobre la marmita.</p>

A7. Planos constructivos



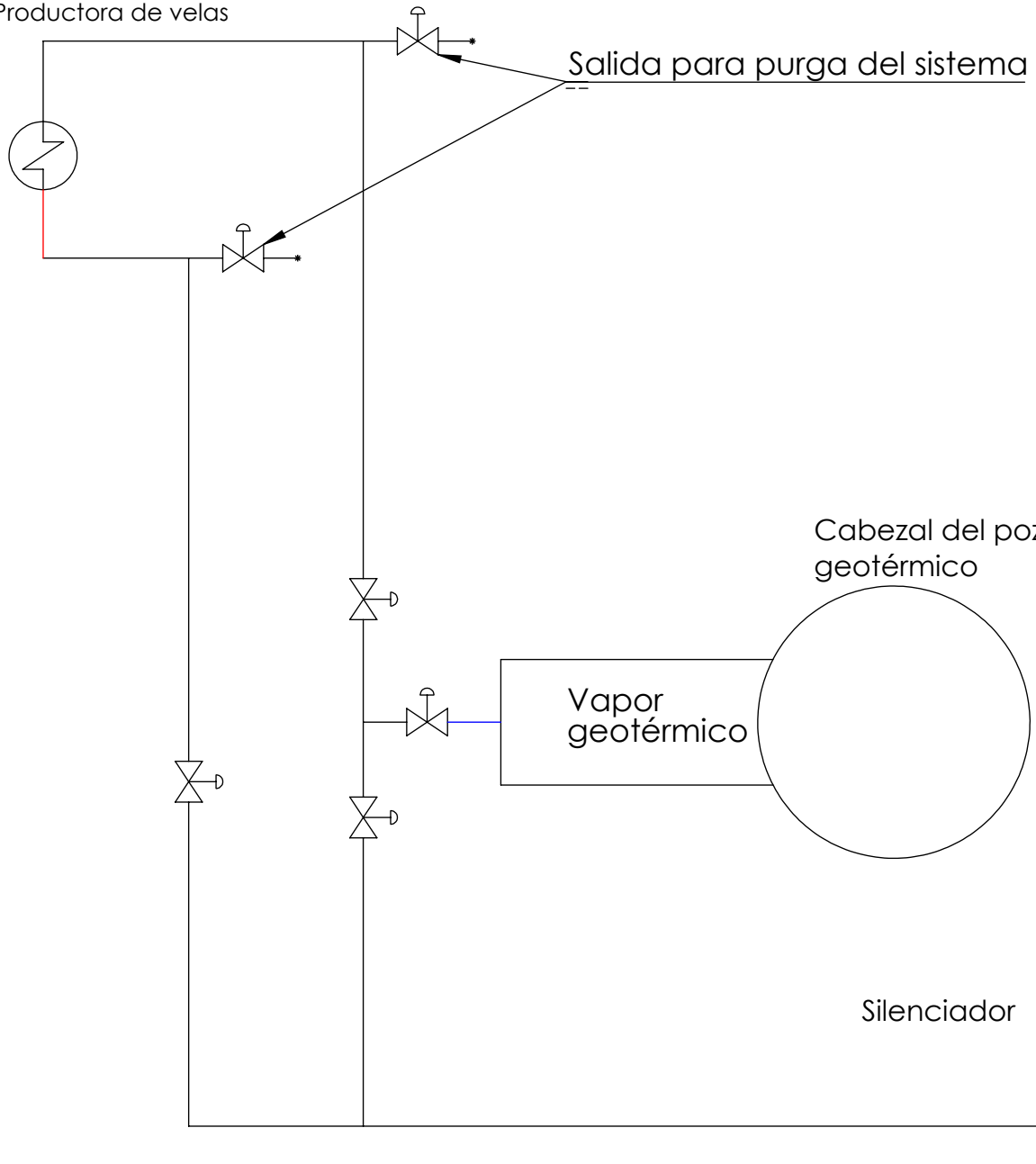
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2



ESCALA	Prohibida la reproducción total o parcial de este documento.					
1:20	DISEÑO: SAMUEL ARAGÓN	29/01/2019	SERIE	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA	HOJA 1 / 1	
	EDUARDO CASTELLANOS					
	JAVIER FUENTES					CODIGO
	REVISÓ: ING. LUIS SALALÁ	25/03/2019		Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador		
	PROYECTO: SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPIA COMO FUENTE DE ENERGÍA		DATOS TECNICOS			
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE: CONJUNTO DE SISTEMA DE EXTRACCIÓN		MATERIAL			
			CANTIDAD: 1		A4	



Productora de velas



ESCALA	DISEÑO: SAMUEL ARAGÓN		
	EDUARDO CASTELLANOS	25/03/2019	SERIE
1:1	JAVIER FUENTES	25/03/2019	
	REVISÓ: ING. LUIS SALALÁ	25/03/2019	DATOS TÉCNICOS
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE DIAGRAMA P&ID		MATERIAL CANTIDAD: 1



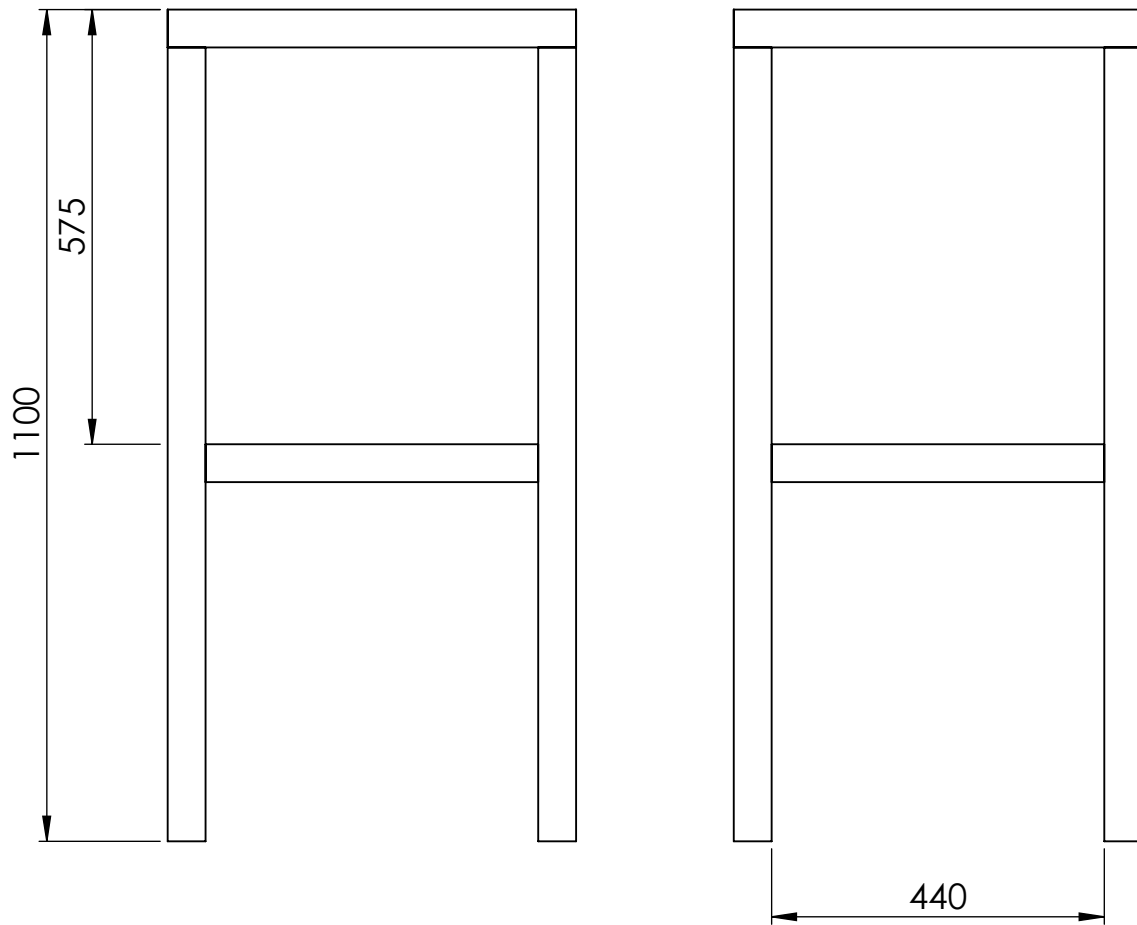
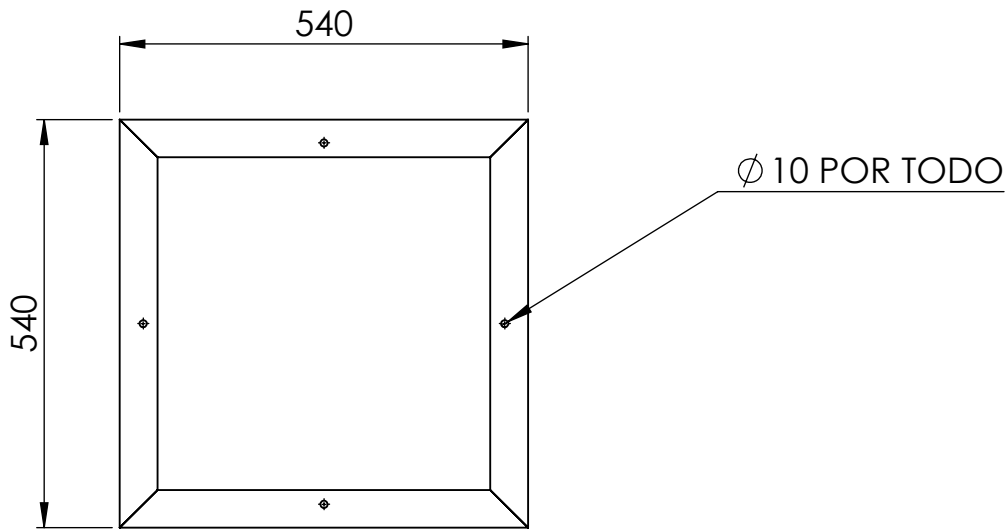
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA
Y ARQUITECTURA

Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte,
Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador

HOJA 1 / 1

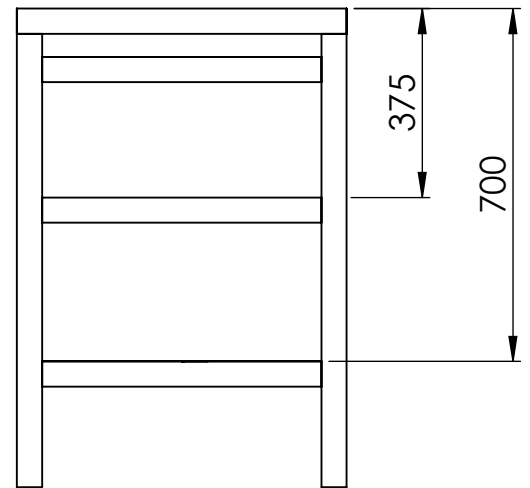
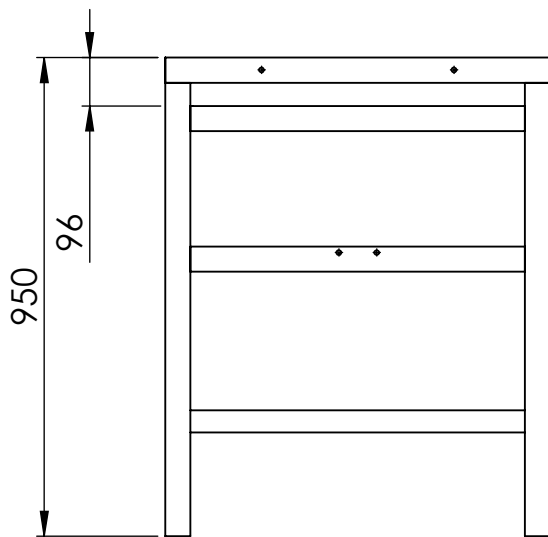
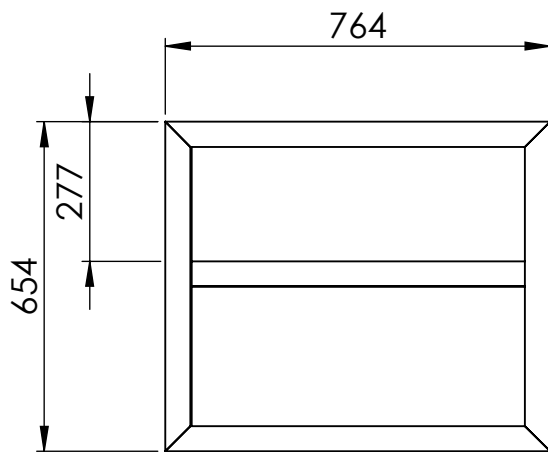
CODIGO

A4



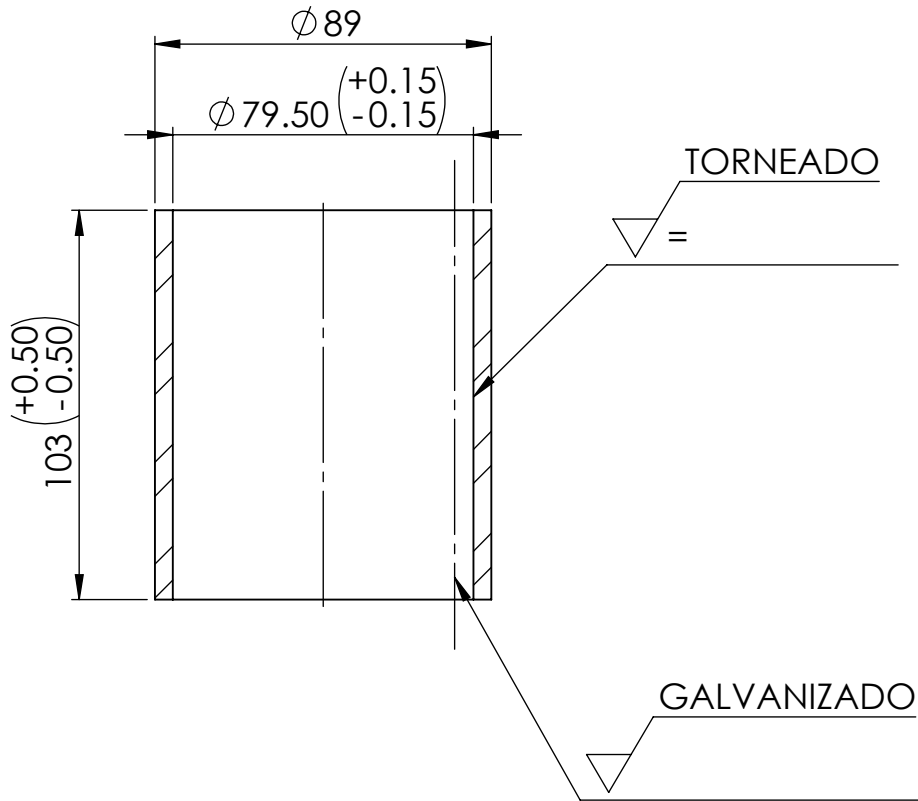
ESCALA							
1:10	DISEÑO:	SAMUEL ARAGÓN	29/01/2019	SERIE		UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA	HOJA 3 / 6
		EDUARDO CASTELLANOS					
		JAVIER FUENTES					
	REVISÓ:	ING. LUIS SALALÁ	16/05/2019	DATOS TECNICOS			CODIGO
	PROYECTO	SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA COMO FUENTE DE ENERGÍA				Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	ESTRUCTURA PARA INTERCAMBIADOR DE CALOR		MATERIAL	Perfil L 2"x2"x1/4"		A4
				CANTIDAD:	1		



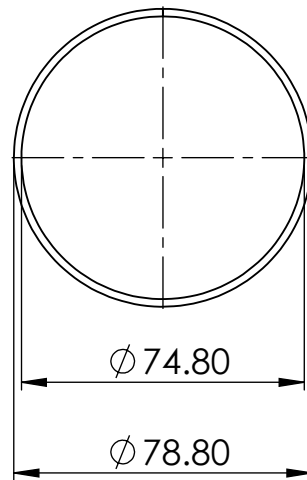


ESCALA								
1:15	DISEÑO:	SAMUEL ARAGÓN	29/01/2019	SERIE	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador			HOJA 4 / 6
		EDUARDO CASTELLANOS						
		JAVIER FUENTES						
	REVISÓ:	ING. LUIS SALALÁ	16/05/2019					CODIGO
	PROYECTO:	SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA COMO FUENTE DE ENERGÍA		DATOS TECNICOS				
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE	ESTRUCTURA PARA MOLDE Y VERTIDO DE PARAFINA		MATERIAL	Perfil L 2"x2"x1/4"			
				CANTIDAD:	1			A3

MOLDE



O' RING



ESCALA	DISEÑO: SAMUEL ARAGÓN		29/01/2019	SERIE	 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA Autopista Norte y Final 25 Avenida Norte, Ciudad Universitaria, San Salvador, El Salvador	HOJA 5 / 6	
1:2	EDUARDO CASTELLANOS					16/05/2019	DATOS TECNICOS
	JAVIER FUENTES		PROYECTO: SISTEMA DE PRODUCCIÓN DE VELAS UTILIZANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA COMO FUENTE DE ENERGÍA	A4			
	REVISÓ: ING. LUIS SALALÁ						
Cuando no se especifique UNIDADES: mm	NOMBRE: MOLDE Y O RING		MATERIAL	CANTIDAD: 1			