



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACION PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALDERO CON
CAPACIDAD DE 0.5 METROS CÚBICOS PARA
VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA
DE MEDIA Y ALTA TEMPERATURA.**

AUTORES:

**PÉREZ CEVALLOS, JUAN FRANCISCO
SALGADO GONZÁLEZ, MARCO ANTONIO**

**DIRECTOR: ING. JOSÉ GUASUMBA
CODIRECTOR: ING. LUIS CARRIÓN**

SANGOLQUÍ

2015



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el trabajo de titulación, "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALDERO CON CAPACIDAD DE 0.5 METROS CÚBICOS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE MEDIA Y ALTA TEMPERATURA**" realizado por los señores **JUAN FRANCISCO PÉREZ CEVALLOS** y **MARCO ANTONIO SALGADO GONZALEZ**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto nos permitimos acreditarlo y autorizarlo a los señores **JUAN FRANCISCO PÉREZ CEVALLOS Y MARCO ANTONIO SALGADO GONZALEZ** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 02 de diciembre del 2015



Ing. Segundo José Guasumba Codena

DIRECTOR



Ing. Luis Miguel Carrón Matamoros

CODIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **JUAN FRANCISCO PÉREZ CEVALLOS**, con cédula de identidad N° 172162974-7 y **MARCO ANTONIO SALGADO GONZALEZ** con cédula de identidad N° 171638328-4, declaramos que este trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALDERO CON CAPACIDAD DE 0.5 METROS CÚBICOS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE MEDIA Y ALTA TEMPERATURA**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 02 de diciembre del 2015

Juan Francisco Pérez Cevallos

CI: 172162974-7

Marco Antonio Salgado González

CI: 171638328-4



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **JUAN FRANCISCO PÉREZ CEVALLOS Y MARCO ANTONIO SALGADO GONZALEZ**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALDERO CON CAPACIDAD DE 0.5 METROS CÚBICOS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE MEDIA Y ALTA TEMPERATURA**" cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 02 de diciembre del 2015

Juan Francisco Pérez Cevallos

CI: 172162974-7

Marco Antonio Salgado González

CI: 171638328-4

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación está dedicado a mis padres los cuales brindaron todo su apoyo incondicional y paciencia siempre esperando el día en que logre cumplir el objetivo planteado al ingresar a la universidad, gracias por todo su cariño y comprensión.

Dedico también este trabajo a mis hermanos los cuales han sido una base para mi formación personal y profesional siempre con buenos consejos y gran apoyo motivacional.

A mis sobrinos los cuales han llenado mi vida de alegrías y esperando ser una fuente de motivación para su vida futura.

A toda mi familia que ha estado cerca y pendiente de mi superación confiando en que este logro estaba cerca.

A todas y cada una de las personas que me apoyaron en toda esta etapa de formación académica.

Juan Francisco Pérez Cevallos

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a las personas que han sido un pilar fundamental en mi camino para formarme como profesional, mis padres, Zoila y Manuel, quienes con su paciencia, comprensión y sobre todo su apoyo incondicional en cada momento y circunstancia dura que tuve, ellos siempre supieron como ayudarme y guiarme de nuevo hacia el sendero de este gran éxito, inculcándome buenos valores y siempre viendo por mi bienestar, lo que definitivamente fue un aporte para poder llegar a este momento tan importante de mi vida, llegar a ser un profesional.

Lo dedico también a una persona muy especial en mi vida, Alexandra, quien con su alegría, amor y lealtad supo darme la tranquilidad y ese nuevo aliento para seguir adelante cuando más lo necesitaba.

A mi familia en general, mi hermana Patricia, mis tíos y tías, a todos ellos que directa o indirectamente fueron un aporte muy importante para llegar a ser un profesional.

Finalmente lo dedico a una persona tierna y dulce que llegó a mi vida, mi querida sobrina Sara Belén, espero que este logro sirva como ejemplo de superación y una gran motivación para que siga adelante con sus estudios y llegue a formarse como una gran profesional y sobre todo una persona de bien y buen corazón.

Marco Antonio Salgado González

AGRADECIMIENTO

A mi madre, que siempre ha sido ejemplo de lucha y dedicación que me a inculcado valores importantes en mí para ser mejor persona cada día.

A mi padre, por todo el esfuerzo realizado para cumplir con todos mis objetivos, y sobre todo por la paciencia a lo largo de este camino.

A mis hermanos Galo y Patricio que gracias a su cuidado y consejos son parte de este logro.

A mis sobrinos Bryan, Valentina y Gabriel, por ser una alegría en mi vida y una gran motivación.

Al Ingeniero José Guasumba director del trabajo de titulación, por todo el tiempo invertido para lograr que este trabajo de investigación se logre.

Al Ingeniero Luis Carrión, codirector del trabajo de titulación por su asesoramiento y conocimiento brindado en la realización del presente trabajo.

A la persona que me brindo todo su amor y cariño en toda esta etapa de mi vida siendo un motor importante y un apoyo para no decaer.

A mis amigos y compañeros los cuales hicieron que la vida universitaria sea una gran experiencia.

Juan Francisco Pérez Cevallos

AGRADECIMIENTO

A mi madre, por ser la persona que con su cariño, apoyo y el esfuerzo de cada día, busco siempre lo mejor para mí.

A mi padre, por su esfuerzo y sacrificio de años, siendo más que mi padre un amigo y ejemplo de superación a seguir.

A una persona muy especial, mi novia, que es parte fundamental en mi vida con su alegría, amor y apoyo incondicional.

A mi hermana y toda mi familia por ser el complemento y las ganas de superación de cada día.

A mi sobrina, por ser la persona que con su dulzura y ternura, me da una nueva esperanza de seguir adelante.

Al Ingeniero José Guasumba, nuestro director del trabajo de titulación, por darnos el apoyo para la realización del mismo.

Al Ingeniero Luis Carrión, codirector del trabajo de titulación, por guiarnos y darnos las herramientas para la culminación del mismo.

A mis amigos, compañeros y todos aquellos que fueron parte de este largo camino para mi formación profesional.

Marco Antonio Salgado González

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICADO.....	II
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	III
AUTORIZACIÓN.....	IV
DEDICATORIA	V
ÍNDICE GENERAL	IX
TABLAS.....	XVII
FIGURAS	XVIII
ÍNDICE DE ANEXOS	XXII
NOMENCLATURA	XXIII
RESUMEN	XXVI
ABSTRACT	XXVII
CAPITULO 1.....	1
GENERALIDADES	1
1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3 OBJETIVOS.....	3
1.3.1 GENERAL.....	3

	x
1.3.2 ESPECÍFICOS.....	3
1.4 ALCANCE.....	3
1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.....	4
CAPÍTULO 2.....	5
MARCO TEORICO	5
2.1 CENTRALES TERMOSOLARES.....	5
2.1.1 SISTEMAS DE CONCENTRACION SOLAR.....	6
2.1.2 SISTEMA DE CONCENTRACIÓN PUNTUAL.....	6
2.1.3 TIPOS DE CONCENTRADORES PUNTUALES.....	6
2.1.4 SISTEMA DE CONCENTRACIÓN LINEAL.....	8
2.1.5 TIPOS DE CONCENTRADORES LINEALES.....	8
2.1.6 TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES.....	9
2.1.7 ELEMENTOS CARACTERISTICOS DE LA TECNOLOGIA DE TORRE.....	11
2.1.8 MEJORAS DE LA TERMOSOLAR DE TORRE.....	13
2.1.9 PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.....	14
2.1.10 FUNCIONAMIENTO.....	14
2.1.11 COMPONENTES PRINCIPALES DE LA PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.....	15
2.1.12 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE LA PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.....	17
2.1.13 PLANTA DE INTEGRACION SOLAR EN CICLOS COMBINADOS.....	18
2.1.14 PARAMETROS PARA LA INSTALACION DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR.....	19
2.1.15 MINIMA SUPERFECIE PARA LA IMPLEMENTACION DE UNA PLANTA TERMOSOLAR.....	20

2.2	COMPONENTES DE LAS CENTRALES TERMOSOLARES.....	21
2.2.1	CAMPO SOLAR DE CAPTADORES.....	22
2.2.2	BALANCE ENERGETICO DE COLECTORES SOLARES CILINDRICOS- PARABOLICOS.	25
2.2.3	SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO.	29
2.2.4	GENERADOR DE VAPOR (CALDEROS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR)	31
2.2.5	CALDERA AUXILIAR DE COMBUSTIÓN FÓSIL	32
2.2.6	DEPÓSITO DE EXPANSIÓN.....	34
2.2.7	PLANTA DE POTENCIA.....	34
2.3	ALTERNATIVAS PARA SISTEMAS DE ACUMULACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA	37
2.3.1	TECNOLOGIAS DE ACUMULACION DE ENERGIA TERMICA.....	38
2.3.2	CAMBIO DE FASE.	40
2.3.3	ENERGIA QUIMICA	41
2.3.4	SALES FUNDIDAS	42
2.3.5	FOTOSÍNTESIS ARTIFICIAL	44
2.4	CALDEROS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR.....	46
	CAPÍTULO 3.....	49
	DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CALDERO	49
3.1	DISEÑO TERMICO	49
3.1.1	GEOMETRIA DEL CALDERO.	51
3.1.2	GEOMETRIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	51
3.1.3	SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO TERMICO.....	52

3.1.4	BALANCE DE ENERGIA.	53
3.1.4.1	CALOR ÚTIL.	53
3.1.4.2	CALOR PERDIDO.	54
3.1.4.3	CALOR NECESARIO.	54
3.1.4.3	CALOR SENSIBLE.	55
3.1.4.4	CALOR LATENTE.	56
3.1.4.4	CALOR DE RECALENTAMIENTO.	57
3.1.5	ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALDERO	58
3.1.5.1	MÉTODO 1: CALOR NECESARIO PARA CALENTAR	58
3.1.5.1	MÉTODO 2: CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	59
3.1.6	ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	67
3.1.6.1	DETERMINACION DEL NUMERO DE TUBOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	67
3.1.6.2	EFFECTIVIDAD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	73
3.1.7	ESTADO TRANSITORIO.	74
3.1.7.1	BALANCE DE ENERGIA.	74
3.1.7.2	BALANCE DE ENERGIA CON EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	76
3.1.8	PERFIL DE TEMPERATURA.	80
3.2	SELECCIÓN DEL FLUIDO TERMICO.	85
3.2.1	ANALISIS DE LOS TIPOS DE FLUIDOS TERMICOS.	85
3.2.2	PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS TERMICOS.	85
3.2.2.1	ESTABILIDAD TÉRMICA.	86
3.2.2.2	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	86

3.2.2.3	TEMPERATURA DE OPERACIÓN.....	86
3.2.2.4	RESISTENCIA A LA OXIDACIÓN.....	86
3.2.2.5	RIESGO DE INCENDIO.....	86
3.2.2.6	VISCOSIDAD.....	87
3.2.2.7	COSTO.....	87
3.2.2.8	ECONOMÍA.....	87
3.2.2.9	EFFECTOS MEDIO AMBIENTALES.....	87
3.2.3	EVALUACIÓN DEL ACEITE PARA CADA CRITERIO.....	87
3.2.4	CRITERIOS DE EVALUACIÓN.....	88
3.2.5	EVALUACIÓN DE CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE.....	89
3.2.6	ELABORACION DE LA TABLA DE CONCLUSIONES.....	93
3.3	DISEÑO MECANICO DE LA PARTE TERMICA.....	94
3.3.1	TANQUE.....	95
3.3.1.1	PRESION DE DISEÑO.....	95
3.3.1.2	CALCULO DEL ESPESOR DEL CUERPO DEL CALDERO.....	96
3.3.1.3	MAXIMA PRESION ADMISIBLE DE TRABAJO.....	97
3.3.1.4	PRUEBA HIDROSTATICA.....	98
3.3.2	CALCULO DE ESPESOR DE LOS TUBOS.....	98
3.3.2.1	COMPROBACION DE TUBOS POR PRESION EXTERNA.....	99
3.3.3	DISEÑO DE LA PLACA PORTA TUBOS.....	100
3.3.3.1	COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE LA PLACA PORTATUBOS.....	100
3.3.3.2	DEFLEXIÓN O EFICIENCIA DEL LIGAMENTO.....	103
3.3.4	CALCULO DE LAS BRIDAS CON EMPAQUE DE TIPO ANULAR.....	107
3.3.4.1	EMPAQUE DE TIPO ANULAR.....	107
3.3.4.2	CALCULO DE BRIDA.....	109

3.3.4.3	CALCULO DE MOMENTOS EN LA BRIDA	111
3.3.5	CALCULO TAPAS PLANAS	117
3.3.6	CALCULO DE ABERTURAS.....	118
3.3.6.1	CALCULO DE ABERTURAS DEL CALDERO.	118
3.3.6.2	CALCULO DE ABERTURAS EN LA TAPA PLANA DEL CALDERO.	119
3.3.6.3	CALCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERÍA	122
3.3.7	ESTRUCTURAS DE SUJECION DEL CALDERO.	124
3.3.7.1	CALCULO DE CARGAS SOBRE LA ESTRUCTURA	126
3.3.7.2	CÁLCULO DE ESFUERZOS SOPORTADO POR LAS SILLETAS.....	131
3.3.7.3	CARGA HORIZONTAL TRANSVERSAL EN LAS SILLETAS.	135
3.4	CONSTRUCCION Y MONTAJE.....	137
3.4.1	ORGANIGRAMA DE PROCESOS TECNOLOGICOS.	137
3.4.2	ESPECIFICACIÓN DE LOS MATERIALES UTILIZADOS.	138
3.4.3	CONSTRUCCIÓN.....	139
3.4.3.1	CUERPO.....	139
3.4.3.2	TUBOS.....	140
3.4.3.3	PLACA PORTA TUBOS.....	140
3.4.3.4	BRIDAS.....	141
3.4.3.5	TAPAS.	141
3.4.3.6	SILLETAS.	142
3.4.3.7	ABERTURAS.	142
3.4.4	ENSAMBLAJE.....	143
3.4.5	PLANOS DEL CALDERO (Ver Anexo 5).	145

CAPÍTULO 4.....	146
IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DEL CALDERO.....	146
4.1 IMPLEMENTACIÓN DEL CALDERO EN LA CENTRAL SOLAR TÉRMICA	146
4.2 PRUEBAS DE OPERACIÓN	150
4.3 LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN	151
4.4 VALIDACIÓN TÉCNICA.....	154
4.4.1 CAPACIDAD DEL RECIPIENTE	156
4.4.2 CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS.....	156
4.5 DETERMINACIÓN DE CORRELACIONES MATEMÁTICAS	156
CAPÍTULO 5.....	160
ANÁLISIS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS.....	160
5.1 DATOS OBTENIDOS	160
5.2 COMPROBACIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN.....	161
5.3 VERIFICACIÓN DE RESULTADOS	165
CAPÍTULO 6.....	166
ANÁLISIS DE COSTOS.....	166
6.1 GENERALIDADES	166
6.2 COSTOS DIRECTOS.....	166
6.2.1 COSTO DE MATERIALES EQUIPOS Y TRANSPORTE.....	167
6.3 COSTOS INDIRECTOS.....	170
6.4 COSTO TOTAL DEL EQUIPO.....	171

CAPÍTULO 7.....	172
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	172
7.1 CONCLUSIONES.....	172
7.2 RECOMENDACIONES	173
BIBLIOGRAFÍA	174

TABLAS

Tabla 1.- Comparación de potencia de la instalación y superficie ocupada	21
Tabla 2.- Criterios de evaluación para la selección de aceite	88
Tabla 3.- Evaluación característica Estabilidad térmica.	89
Tabla 4.- Evaluación característica Conductividad térmica.	89
Tabla 5.- Evaluación característica Temperatura de operación.....	90
Tabla 6.- Evaluación característica Resistencia a la oxidación.	90
Tabla 7.- Evaluación característica Riesgo de incendio.	91
Tabla 8.- Evaluación característica Viscosidad.	91
Tabla 9.- Evaluación característica Costo.	92
Tabla 10.- Evaluación característica Economía.	92
Tabla 11.- Evaluación característica efectos medio ambientales	93
Tabla 12.- Conclusiones para la selección del aceite.....	93
Tabla 13.- Valores para G1, G2, G3 y G4	105
Tabla 14.- Especificaciones de las aberturas en el caldero.....	124
Tabla 15.- Especificaciones de los Materiales.....	138
Tabla 16.- Instrumentos de medición.	152
Tabla 17.- Promedio de datos sobre ensayos térmicos del caldero.	160
Tabla 18.- Promedio total de datos sobre ensayos térmicos del caldero.....	165
Tabla 19.- Costo por materiales.	167
Tabla 20.- Costo por accesorios e instrumentación.....	168
Tabla 21.- Costo por cimentación.	168
Tabla 22.- Costo por máquina.....	169
Tabla 23.- Costo por mano de obra.	169
Tabla 24.- Costo por transporte.	169
Tabla 25.- Costo directo.....	170
Tabla 26.- Costo Indirecto.....	170
Tabla 27.- Costo total del equipo.	171

FIGURAS

Figura 1.- Esquema de producción de energía.	6
Figura 2.- Captación solar por Discos Stirling.	7
Figura 3.- Captación solar por Torre con campo de espejos.	7
Figura 4.- Captación solar por espejos Cilindro-parabólicos.	8
Figura 5.- Captación solar por sistema Fresnel.	9
Figura 6.- Captador Disco Stirling.	10
Figura 7.- Esquema de funcionamiento de la tecnología torre.	11
Figura 8.- Vista de una torre y su campo de helióstatos.	12
Figura 9.- Esquema de funcionamiento de la tecnología Cilindro-parabólica.	15
Figura 10.- Colector cilindro-parabólico.	16
Figura 11.- Depósitos de sales fundidas.	17
Figura 12.- Esquema de funcionamiento planta ISCC.	19
Figura 13.- Instalación termosolar de torre.	20
Figura 14.- Central energética termosolar con campo de concentradores CP.	22
Figura 15.- Campo típico de filas de captadores de canal parabólico.	23
Figura 16.- Dos orientaciones principales del eje de giro de un CP.	24
Figura 17.- Modelo termofísico del concentrador cilíndrico parabólico.	25
Figura 18.- Radios en el tubo absorbedor.	26
Figura 19.- Sistema de Almacenamiento de doble tanque.	31
Figura 20.- Caldera de gas natural implementada en una central termosolar.	34
Figura 21.- Esquema básico de un ciclo de Rankine.	35
Figura 22.- Diagrama T-s del ciclo básico de Rankine.	35

Figura 23.- Aplicación de acumulación de energía solar térmica para usos de agua caliente sanitaria.	39
Figura 24.- Cambio de fase a temperatura constante.	40
Figura 25.- Almacenamiento por sales fundidas.	44
Figura 26.- Fotosíntesis artificial.	46
Figura 27.- Diagrama de un sistemas de caldera para vaporización de agua con energía solar.	47
Figura 28.- Sistemas de caldera para vaporización de agua con energía.	48
Figura 29.- Parámetros generales de temperaturas en el caldero.	49
Figura 30.- Parámetros internos del caldero.	50
Figura 31.- Esquema Isométrico del Caldero.	51
Figura 32.- Esquema lateral del Caldero.	51
Figura 33.- Esquema Intercambiador de Calor.	52
Figura 34.- Lana de roca.	52
Figura 35.- Esquema utilizado para el análisis del balance de energía.	53
Figura 36.- Diagrama Temperatura vs Entropía.	58
Figura 37.- Parámetros utilizados para el cálculo del coeficiente de convección interno.	63
Figura 38.- Parámetros generales de los tubos del intercambiador de calor.	67
Figura 39.- Temperaturas y velocidades que interviene en el intercambiador de calor.	68
Figura 40.- Perfil de temperaturas del fluido dentro del tubo.	69
Figura 41.- Parámetros de estado transitorio en el tubo.	74
Figura 42.- Diferencial escogido para el análisis del estado transitorio.	74
Figura 43.- Diagrama con parámetros del tubo.	76
Figura 44.- Límites y valores del tubo.	82
Figura 45.- Perfil de temperatura.	85
Figura 46.- Radio y espesor del cuerpo del caldero.	96

Figura 47.- Radio espesor y longitud de los tubos.	98
Figura 48.- Sección transversal de la tubería.	100
Figura 49.- Área transversal interna del cuerpo.	101
Figura 50.- Área transversal de la placa porta tubos.	102
Figura 51.- Área transversal del cuerpo.	103
Figura 52.- Empaque.	107
Figura 53.- Propiedades del Empaque de Hule Viton.....	108
Figura 54.- Parámetros de diseño de la brida.	109
Figura 55.- Aberturas en el la tapa del caldero.....	119
Figura 56.- Aberturas en el cuerpo del caldero.	122
Figura 57.- Dimensiones de las silletas.....	126
Figura 58.- Diagrama esquemático del arreglo de silletas en recipientes cilíndricos.	131
Figura 59.- Diagrama esquemático del arreglo de silletas en recipientes cilíndricos.	135
Figura 60.- Corte de lámina por oxicorte.	139
Figura 61.- Corte de lámina por oxicorte.	139
Figura 62.- Soldadura GMAW del cuerpo del cilindro.....	140
Figura 63.- Tubo soldados en la placa Porta tubos.	141
Figura 64.- Tapa plana del caldero.	142
Figura 65.- Corte por plasma de aberturas y maquinado final.	143
Figura 66.- Colocación del caldero en el sitio de operación.	145
Figura 67.- Cimientos Central Termosolar.	146
Figura 68.- Colectores cilíndricos parabólicos Central Termosolar.....	147
Figura 69.- Ubicación del caldero en lugar de trabajo.	147
Figura 70.- Conexión del caldero con el reservorio de aceite y CSP...	148
Figura 71.- Conexión del caldero con el intercambiador de calor.	148
Figura 72.- Intercambiador de calor.	149
Figura 73.- Central Termosolar.	149
Figura 74.-Puntos de mediciones en el caldero.	150
Figura 75.- Diagrama de procesos energéticos del caldero.	154
Figura 76.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.	157

Figura 77.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.	158
Figura 78.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.	159
Figura 79.- Temperaturas del aceite.	161
Figura 80.- Temperaturas del agua.	161
Figura 81.- Temperatura superficial del caldero.	162
Figura 82.- Temperaturas del aceite.	162
Figura 83.- Temperaturas del agua.	163
Figura 84.- Temperatura superficial del caldero.	163
Figura 85.- Temperaturas del aceite.	164
Figura 86.- Temperaturas del agua.	164
Figura 87.- Temperatura superficial del caldero.	165

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica Aceite Repsol 4 5W30.	179
Anexo 2. Ficha Técnica Aceite Shell Heat Transfer Oil S2.	180
Anexo 3. Ficha Técnica del Aceite Repsol 5W30.	181
Anexo 4. Tabla de datos obtenidos.	182
Anexo 5. Planos del caldero.	183

NOMENCLATURA

q_m	Caudal másico del flujo de trabajo (kg/s)
h_{sal}	Entalpía específica del fluido de trabajo a la salida(J/kg)
h_{ent}	Entalpía específica del fluido de trabajo al ingreso (J/kg)
λ	Longitud de onda
γ	Factor de forma
F	Error de seguimiento
Q_p	Calor total por pérdidas(W)
U_o	Coefficiente global de transferencia de calor
T_c	Temperatura del fluido de trabajo (°K)
T_o	Temperatura Ambiente(°K)
Pr	Número de Prandtl
k_{aceite}	Coefficiente de conductividad térmica del aceite (W/m°K)
k_{acero}	Coefficiente de conductividad térmica del acero (W/m°K)
k_{aire}	Coefficiente de conductividad térmica del aire (W/m°K)

ν_{aceite}	Viscosidad cinemática del aceite (m^2/s)
c_p	Calor específico(KJ/kg $^{\circ}$ K)
Q	Caudal (m^3/s)
A	Área de la pared interna del tubo (m^2)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
V_f	Velocidad de flujo (m/s)
Re_{DI}	Numero de Reynolds
Q_{perd}	Perdida de calor sufrida por el CCP
T_{aceite}	Temperatura del aceite
Nu	Numero de Nusselt
Re_y	Numero de Reynolds
Pr	Numero de Prandtl
σ	Constante de Stefan Boltzman
ε	Emisividad
α	Difusividad térmica
h_o	Coeficiente de convección externo ($W/m^2{}^{\circ}C$)
h_e	Coeficiente de convección del aire ($W/m^2{}^{\circ}C$)
D_i	Diámetro interno del tubo de cobre(m)

ΔT	Diferencia temperatura inicial y final
t	Espesor
Pd	Presión de diseño
P	Presión Interna
S	Máximo esfuerzo admisible
E	Eficiencia de Junta
F	Fuerza
Q	Carga que soporta la silleta critica
θ	Angulo de contacto de la silleta con el recipiente
L	Longitud total del recipiente
M	Factor de empacadura anular
A	Longitud desde el extremo del recipiente a la línea central de la silleta de apoyo más cercana a dicho extremo
L	Longitud tubos de cobre primera generación (m)
h_i	Coeficiente de convección interno en tubo de cobre (W/m ² °C)
D	Diámetro interior del tubo de cobre. (m)
c_p	Calor Específico del Aceite Térmico $\left(\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}\right)$

RESUMEN

Este trabajo de titulación comprende el desarrollo e implementación de un caldero pirotubular con capacidad de calentamiento de 0.5 m^3 de agua, utilizando energía solar concentrada mediante 18 CCP, con una capacidad unitaria de 1000Wt. El aceite térmico se calienta al atravesar 3 tubos absorbedores colocados en paralelo, que suministran al caldero horizontal, energía térmica a temperatura promedio de 60.16°C . Al transferir calor al agua, que se encuentra en la parte interior del sistema, se enfría y sale con una temperatura de 55.72°C . Durante 6 horas se consigue un incremento de la temperatura del agua de 26.43°C , alcanzando 56.43°C a la salida del recipiente. En cuanto a la radiación solar incidente, se utiliza el valor de irradiancia media anual de $834\text{W}/\text{m}^2$, y HSP de 4. Con el uso del acumulador térmico se pretende calentar durante la noche una vivienda de aplicación rural de 12 m^2 para alcanzar una temperatura de confort superior a los 18°C .

PALABRAS CLAVES:

- ENERGÍA SOLAR
- CALDERO PIROTUBULAR
- CCP (CONCENTRADORES CILÍNDRICO PARABÓLICOS)
- RADIACIÓN

ABSTRACT

This work includes the development and implementation of a boiler tube with heating water capacity of 0.5 m³ using concentrated solar cauldron by 18CCP, with a unit capacity of 1000Wt. The thermal oil is heated by passing through three absorber tubes placed in parallel, which supply the horizontal boiler, heat energy average temperature of 60.16°C. When heat transfer to water inside of the system, it cooled off at a temperature of 55.72°C. For 6 hours increased the water temperature of 26.43°C, reaching 56.43°C at the outlet of the container. As for the incident solar radiation, the average annual value of irradiance of 834W/m² is used, and HSP 4. Using the thermal store is intended to warm overnight housing for rural application of 12 m² to reach a comfort temperature of over 18°C.

KEYWORDS:

- SOLAR ENERGY
- BOILER PIPE
- CCP (PARABOLIC CYLINDRICAL CONCENTRATORS)
- RADIATION

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES.

La incursión del Ecuador en las energías renovables y en el mundo en general está creciendo de gran manera debido a que se busca un tipo de energía limpia como fuente primaria para la generación de energía eléctrica. Una de estas energías es la solar que en futuro no muy lejano podría satisfacer las necesidades energéticas.

En el mundo ya se habla de varios proyectos basados en energía solar, proyectos que van desde pequeños artefactos electrónicos, hasta grandes plantas generadoras, por lo cual el Ecuador no quiere quedarse atrás y se ha planteado varios estudios y análisis de la viabilidad de este tipo de energía.

Debido a la ubicación geográfica del país la incidencia de los rayos solares es una gran ventaja para la utilización de este tipo de energía ya que la radiación solar en la línea ecuatorial es homogénea a lo largo del año los valores promedios reflejados en los meses de mayo y septiembre son de 4.27kWh/m^2 y 3.06kWh/m^2 respectivamente. (CONELEC, 2009)

Las centrales solares presentan numerosas ventajas con respecto a los combustibles fósiles, aunque quizá la más importante sea la reducción de las emisiones contaminantes. Además, al ser una energía descentralizada puede captarse y utilizarse en todo el territorio, siempre que se den las condiciones de radiación solar requeridas.

Además, las instalaciones solares son en general fácilmente modulables, con lo que se puede aumentar o reducir la potencia instalada según las necesidades.

Otro aspecto de gran importancia con respecto a la generación solar termoeléctrica es la posibilidad de almacenamiento, lo que supone una importante ventaja respecto a otras energías como la eólica. Y en la medida en que se desarrollen sistemas de almacenamiento más eficaces, esta ventaja podría llegar a convertirse en una de las claves para la utilización masiva de este tipo de energía.

En cuanto a sus inconvenientes, actualmente la tecnología solar cuenta con una experiencia comercial que es todavía limitada, además de ser más cara que las alternativas basadas en los combustibles fósiles. Sin embargo esta situación cambiará a medio plazo: antes de 2020 el coste de la energía solar será inferior al de los combustibles fósiles, llegando a convertirse en una de las principales fuentes energéticas a nivel mundial y proporcionar un elevado porcentaje del total de electricidad consumida.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

En una central térmica se utiliza la radiación solar para calentar un tipo de fluido, pero este fluido no se puede utilizar directamente para la transformación de energía por lo cual se necesita de una caldero solar que permite la acumulación y la transferencia de calor entre el fluido calentado directamente por la radiación solar y el fluido que se utilizara para la conversión de energía.

Con el desarrollo del presente trabajo de titulación se pretende implementar en la central térmica un caldero con capacidad de 0.5 metros cúbicos para vaporización de agua con energía solar térmica de media y alta temperatura para así mejorar y desarrollar las capacidades técnicas y de funcionamiento de los equipos que intervienen en la misma.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 GENERAL.

- Diseñar y construir un caldero con capacidad de 0.5 metros cúbicos para vaporización de agua con energía solar térmica para ser utilizado en una Central Solar de Alta y Media Temperatura.

1.3.2 ESPECÍFICOS.

- Evaluar las variables de conversión de energía térmica para la construcción del caldero.
- Diseñar y construir el caldero para que sea acoplado en una central solar de media y alta temperatura calentada con CCP.
- Demostrar mediante la toma de datos experimentales el correcto funcionamiento del caldero y sus elementos.
- Detallar un balance energético del caldero, teniendo en cuenta la transferencia de calor por conducción y las pérdidas en accesorios.
- Evaluar de forma técnica y ambiental el trabajo de titulación mediante pruebas de funcionamiento.

1.4 ALCANCE.

Realizar el diseño y construcción del caldero pirotubular estableciendo los parámetros de operación y dimensionamiento del caldero para poder ser utilizado en una central solar térmica de media y alta temperatura. Adicionalmente construir cada uno de los elementos del caldero y una vez

construido, mediante la toma de datos experimentales y realización de pruebas poder comprobar su funcionamiento.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN.

La energía solar es una fuente de energía renovable que se obtiene del sol y con la que se pueden generar calor y electricidad. En la actualidad existen varias maneras de recoger y aprovechar los rayos del sol para generar energía que dan lugar a los distintos tipos de energía solar, y saber aprovecharlos con la correcta tecnología e infraestructura es muy importante para el desarrollo de cualquier país.

Como sucede con cualquier otra fuente renovable, las principales ventajas de la energía solar residen en que es un recurso limpio, es decir, compatible con el medio ambiente, e inagotable, puesto que su fuente primaria es el Sol.

Por la ubicación geográfica que el Ecuador tiene, se convierte en un país con grandes oportunidades de aprovechamiento de la energía solar, sin embargo no se ha dado el suficiente interés al desarrollo de nuevos medios o nuevas tecnologías que permitan su aprovechamiento.

Por las razones ya mencionadas, es que se debe realizar estudios acerca de la radiación solar, enfocándose más al desarrollo de sistemas de aprovechamiento, tanto de baja como de alta temperatura, que nos serán de gran ayuda para enfrentar el suministro energético e impulsar la diversificación de la matriz energética, ayudando no solo al desarrollo industrial del país, sino también al cuidado del medio ambiente eliminando la contaminación originada por el uso de combustibles fósiles.

CAPÍTULO 2

MARCO TEORICO

2.1 CENTRALES TERMOSOLARES

El principio básico de una central termosolar se basa en la concentración de la radiación que llega desde el sol al planeta para calentar un fluido que este a su vez se utilizara para producir vapor o aire caliente, que puede posteriormente servir en sistemas convencionales de generación de energía eléctrica. Para la concentración de todo este tipo de radiación en la mayoría de los sistemas se utilizan espejos ya que estos tienen una gran reflectividad (Castells & Bordas, 2012).

En la Figura 1 se puede observar como el vapor producido por la concentración de la radiación solar en un punto es conducido de forma directa a la turbina para la generación de energía eléctrica, o mediante la apertura de válvulas puede ser almacenado en un tanque para posteriormente ser utilizado, cuando el vapor pasa por la turbina, este vapor debido a la transferencia de calor se condensa y mediante una bomba este fluido regresa en forma líquida de nuevo al punto de concentración de radiación para volver a ser calentado y empezar otra vez con el ciclo de generación. Este sistema es uno de los tantos que existen actualmente así como también existen sistemas de cogeneración que combinan turbinas de gas con captadores solares (Levenspiel, 2004).

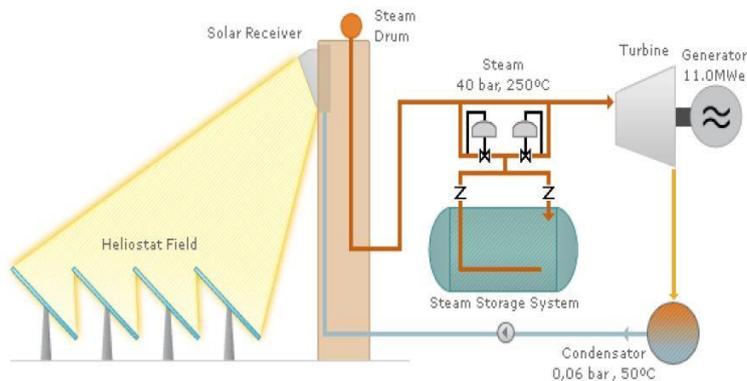


Figura 1.- Esquema de producción de energía.

Fuente: (Teknoplof, 2014)

2.1.1 SISTEMAS DE CONCENTRACION SOLAR.

Los sistemas de captación concentran la radiación solar directa, la difusa no se puede aprovechar como en la fotovoltaica por lo cual tenemos dos sistemas:

2.1.2 SISTEMA DE CONCENTRACIÓN PUNTUAL.

Este sistema consiste en colocar los colectores de forma que la radiación llegue a un mismo punto, consiguiendo con esto elevadas temperaturas (Méndez & Cuervo, 2007).

2.1.3 TIPOS DE CONCENTRADORES PUNTUALES.

- Disco Stirling.

Este tipo de concentrador es un espejo que asemeja su forma a la de una antena parabólica, que va a concentrar toda la radiación solar en un solo receptor.

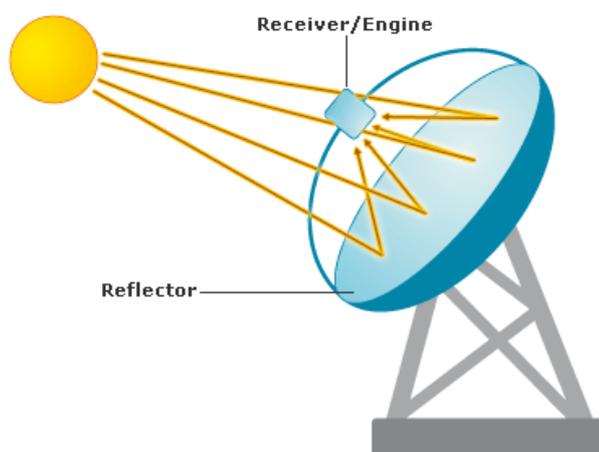


Figura 2.- Captación solar por Discos Stirling.

Fuente: (Mollá, 2010)

- **Torre.**

Este sistema está conformado por varios espejos los cuales están dispuestos de tal forma que concentran toda la radiación en un receptor que va a estar colocado en una torre a una altura estimada (Méndez & Cuervo, 2007).



Figura 3.- Captación solar por Torre con campo de espejos.

Fuente: (Innovahome, 2011)

2.1.4 SISTEMA DE CONCENTRACIÓN LINEAL.

Este sistema está compuesto de igual forma por espejos colocados en forma alineada, y con un receptor lineal en forma de tubo que va a estar situado por encima del espejo como se puede observar en la Figura 4 y Figura 5 que son dos tipos de sistemas de concentración de radiación solar. Este sistema debido a su menor grado de libertad de seguimiento solar solo alcanza temperaturas menores, pero igualmente útil para la generación de energía eléctrica (Meinel & Meinel, 1982).

2.1.5 TIPOS DE CONCENTRADORES LINEALES.

- **Cilindro-parabólico.**

Este tipo de concentrador es el más utilizado en la actualidad, consta de espejos de forma semicilíndrica que van a estar alineados linealmente, encima de estos espejos va colocada una tubería por lo cual va a pasar el fluido de trabajo, de esta manera los espejos van a reflejar la máxima energía en la tubería y así calentar el fluido.



Figura 4.- Captación solar por espejos Cilindro-parabólicos.

Fuente: (CIFES, 2010)

- **Fresnel.**

En este sistema la forma de los espejos es plana, y están dispuestos de forma horizontal, este sistema funciona de tal manera que a lo largo del día los espejos van a ir girando de acuerdo al movimiento del sol para reflejar la radiación sobre el tubo por el cual pasa el fluido de trabajo, y así calentarlo para su posterior utilización (Meinel & Meinel, 1982).



Figura 5 .- Captación solar por sistema Fresnel.

Fuente: (ANES, 2010)

2.1.6 TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES

Actualmente en desarrollo existen tres tipos de centrales termosolares, de estos se están partiendo para desarrollar nuevos modelos para mejorar el rendimiento de estas centrales, en lo que actualmente se está trabajando es en combinar las centrales termosolares con ciclos combinados.

- **Planta termosolar de disco Stirling.**

Este tipo de central está formado por un espejo de disco Stirling que ya se mencionó anteriormente, por un receptor solar de cavidad, y por una microturbina o un motor Stirling de ahí el motivo del nombre de la planta, el motor o la microturbina va a estar acoplado a un alternador. Este conjunto que conforma la planta termosolar tiene el siguiente funcionamiento, calienta el fluido de trabajo que va a estar localizado en el receptor hasta una temperatura estimada de 750°C, el fluido va a ser utilizado por el motor o la microturbina para la generación de energía. Para la optimización de este sistema es necesario realizar mediante los mecanismos necesarios un seguimiento a la posición del sol a lo largo del día en dos ejes (Crespo & García, 2011).



Figura 6.- Captador Disco Stirling.

Fuente: (Martínez, 2008)

- **Planta termosolar de torre.**

Este sistema de generación se posiciona como una tecnología con un grado de madurez media. Este se compone por varios espejos que van a estar orientados según la posición del sol, estos espejos a su vez reflejarán toda la radiación para concentrarla hasta 600 veces sobre el receptor solar que va a estar ubicado en la parte superior de una torre. Esto servirá para transmitir el calor al fluido de trabajo que

se va a calentar y eventualmente se evaporara, este vapor irá directo a la turbina que va a estar acoplada a un generador y lograr obtener energía eléctrica (Crespo & García, 2011).

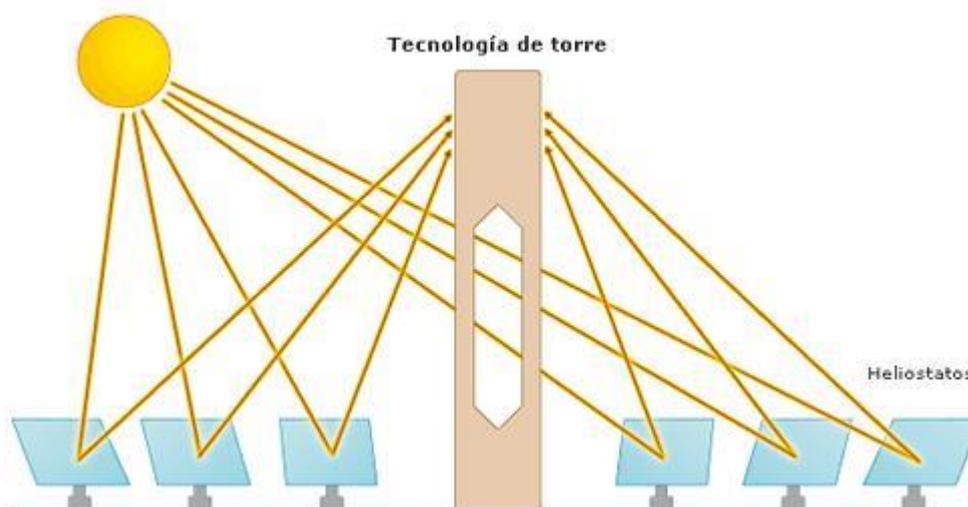


Figura 7.- Esquema de funcionamiento de la tecnología torre.

Fuente: (OPEXenergy, 2014)

2.1.7 ELEMENTOS CARACTERISTICOS DE LA TECNOLOGIA DE TORRE

- **Concentradores.**

Estos son los encargados de captar la radiación proveniente del sol y emitirla al receptor, están compuestos por: la superficie que generalmente es de espejo de vidrio o también se puede emplear cualquier superficie altamente reflectante, por una estructura que va a sostener los espejos y útil para el montaje y el mecanismo que va a lograr mover todo el concentrador para irlo orientando según el movimiento del sol (Díaz Velilla, 2015).

- **Receptor.**

En este se va a recibir toda la radiación captada por los concentradores, que luego se va a transferir al fluido de trabajo, que bien este fluido puede ser agua sales fundidas etc. El fluido transmitirá este calor a la otra parte de la planta termosolar por lo general un depósito de agua, con lo que se lograra generar vapor a alta temperatura el cual va a pasar por la turbina y así lograr obtener energía eléctrica.

- **La torre.**

La torre va a ser la que va a soportar al receptor, que va a estar situado a cierta altura respecto de los espejos para con esto evitar en lo posible o al menos tratar de reducir al máximo posible las sombras y bloqueos que pueda existir en el sitio (Díaz Velilla, 2015).



Figura 8.- Vista de una torre y su campo de helióstatos.

Fuente: (CIEMOT, 2014)

2.1.8 MEJORAS DE LA TERMOSOLAR DE TORRE.

En el constante estudio e investigación de estas nuevas tecnologías para lograr obtener mayores rendimientos se está logrando grandes avances en dos frentes, conseguir mayores temperaturas y un mejor almacenamiento (Castells & Bordas, 2012).

- **Altas temperaturas.**

Al lograr mayores temperaturas se obtiene buenos rendimientos, con esta tecnología se puede llegar a obtener temperaturas superiores a 1000°C con este se puede aspirar a altos rendimientos en cuanto a la generación de electricidad, incluso se puede llegar a pensar en una eficiencia por encima del 25% para la transformación de energía solar en energía eléctrica.

- **Hibridación y almacenamiento.**

En cuanto al almacenamiento se está buscando como incorporar un mejor almacenamiento de energía, ya que esto es muy importante en días que exista mucha nubosidad o en la noche donde esta tecnología no tendría un buen funcionamiento, para lo cual las soluciones más comunes son: utilizar un tanque para el almacenamiento de agua/vapor o sales fundidas que van a acumular la energía para posteriormente ser utilizada, para esto la planta deberá ser sobredimensionada. También se está investigando con la hibridación para solucionar este mismo tipo de problema, se trata combinar la energía convencional con este nuevo tipo de tecnología, lo más común sería hibridar esta planta con una turbina de gas que solo funcionara cuando las condiciones no permitan trabajar a los captadores y el receptor (Castells & Bordas, 2012).

2.1.9 PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.

Esta tecnología es una tecnología limpia con amplio historial, muy madura en el campo de la energía que ha demostrado estar preparada para la implementación a gran escala y mundialmente. Este tipo de tecnología se ha ido implementando a nivel comercial desde los años 80 con un alto rendimiento y buen funcionamiento contribuyendo así en el campo de las energías alternativas. Durante todo este tiempo ha experimentado importantes mejoras a nivel de costos y rendimientos. Al momento existe 300MWs en funcionamiento, 400MWs en construcción y alrededor de 6GWs en promoción a nivel mundial (Hernandez, Pachón Ospina, & Morales, 2012).

2.1.10 FUNCIONAMIENTO.

El funcionamiento consiste en el seguimiento de los concentradores a los rayos solares, y la emisión de estos al tubo receptor de alta eficiencia térmica que van a estar localizados en la línea focal de los cilindros. Por este tubo va a pasar el fluido transmisor de calor, este fluido puede ser aceite sintético que va a lograr ser calentado a una temperatura estimada de 400°C por la concentración de la radiación. Este aceite caliente será bombeado a través de intercambiadores de calor de tipo aceite – agua que logrará evaporar el agua y obtener vapor sobrecalentado, que pasará para la turbina acoplada al generador convencional para la obtención de energía eléctrica (Hernandez, Pachón Ospina, & Morales, 2012).

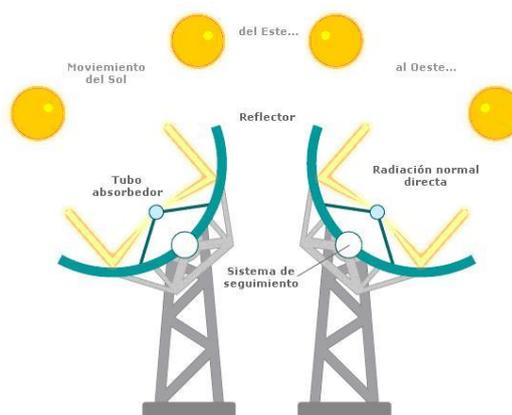


Figura 9.- Esquema de funcionamiento de la tecnología Cilindro-parabólica.

Fuente: (Solnova, 2010)

2.1.11 COMPONENTES PRINCIPALES DE LA PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.

- **Reflector Cilíndrico-Parabólico.**

La función de este componente es concentrar y reflejar toda la radiación solar que llega a la superficie sobre el tubo absorbente. La superficie cilíndrica se compone mayormente de aluminio, o a su vez en películas de plata que van a estar sostenidos por una estructura que puede ser de chapa metálica dando así un soporte y rigidez a todo el conjunto.

- **Tubo Absorbedor.**

Este consta de dos tubos concéntricos que van a estar separados por una capa de aire, el tubo interior por el cual pasa el fluido de trabajo será metálico y el tubo exterior será de vidrio, este tubo de vidrio tendrá la función de invernadero para lograr que los rayos solares ingresen pero no salgan manteniendo el aire en el interior del tubo caliente y a su vez lograr calentar el fluido del tubo interior. El fluido

de trabajo que va a estar en el interior de acuerdo a la temperatura que se desea puede ser: Agua desmineralizada con Etileno-Glicol para temperaturas inferiores a los 200°C y para temperaturas que van a estar entre los 200°C y 450°C se utiliza aceite sintético. De acuerdo a últimas investigaciones se puede optar por la generación directa de vapor sometiendo a altas presiones los tubos y utilizando sales como fluido calorportante.

- **Sistema de seguimiento del solar.**

Este sistema básicamente es un mecanismo que va a girar los concentradores en el mismo eje en el cual se va a mover el sol a lo largo del día.

- **Estructura Metálica.**

Este componente simplemente va a ser el que va a dar soporte y rigidez al colector y todos sus elementos (Hernandez, Pachón Ospina, & Morales, 2012).



Figura 10.- Colector cilindro-parabólico.

Fuente: (Renovetec, 2012)

2.1.12 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE LA PLANTA TERMOSOLAR CILINDRO-PARABÓLICA.

En la planta termosolar se puede incorporar un sistema de almacenamiento, que va a ser de mucha utilidad en las noches o los días que exista demasiada nubosidad y sea difícil que los rayos del sol sean colectados, un tipo de almacenamiento es la utilización de dos tanques los cuales van a almacenar el calor y serán utilizados posteriormente como se observa en la Figura 11 (Hernandez, Pachón Ospina, & Morales, 2012).

- Durante el ciclo de carga, las sales van a tener un intercambio de temperatura con el fluido de trabajo y estas sales al ser calentadas serán almacenadas en uno de los tanques.
- Durante el ciclo de descarga, el sistema actuara inversamente donde las sales que están a mayor temperatura serán las que transfieran calor al fluido de trabajo para generar vapor, que posteriormente ira a la turbina para generar electricidad (Hernandez, Pachón Ospina, & Morales, 2012).



Figura 11.- Depósitos de sales fundidas.

Fuente: (Horta & González, 2012)

2.1.13 PLANTA DE INTEGRACION SOLAR EN CICLOS COMBINADOS.

Este tipo de tecnología conocido como ISCC por sus siglas, basa su funcionamiento en combinar la energía solar con el ciclo combinado (Comisión Federal de Electricidad, 1996).

- **Ciclo combinado convencional.**

Una planta con este tipo de sistema, consta de una turbina de gas, un recuperador de calor y una turbina de vapor. Este sistema combina la energía del combustible y la energía proveniente del sol para producir vapor. La energía del sol en este sistema es auxiliar y sirve para aumentar el rendimiento del ciclo y también reducir las emisiones producidas por la quema del combustible.

- **Ciclo combinado-solar.**

La planta de ciclo combinado solar funciona casi de igual manera a la planta de ciclo combinado convencional. En la turbina de gas el combustible va a ser quemado de igual forma que en el ciclo combinado convencional pero los gases provenientes de esta quema van a tener un aumento de temperatura en un sistema de recuperación de calor gracias a la energía solar como se puede ver en la Figura 12, con esto se lograra aumentar la capacidad de generar vapor lo que obviamente producirá un incremento de producción de electricidad en la turbina de vapor (Comisión Federal de Electricidad, 1996).

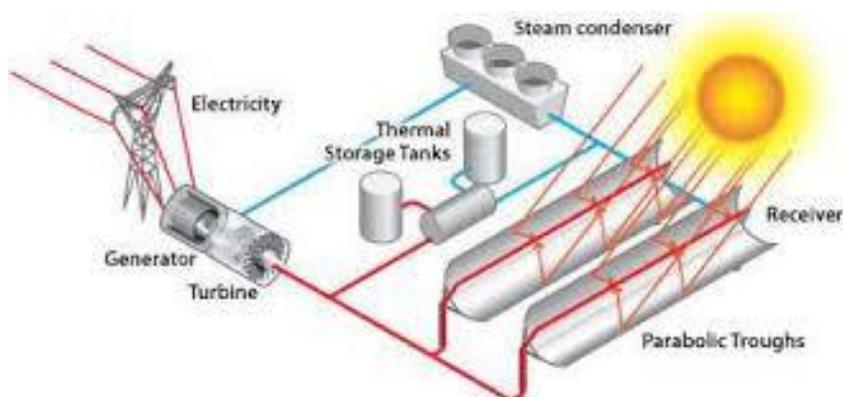


Figura 12.- Esquema de funcionamiento planta ISCC.

Fuente: (Bernardelli, 2010)

2.1.14 PARAMETROS PARA LA INSTALACION DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR.

Para la construcción y posterior operación de una central termosolar existe varios parámetros los cuales van a ser importantes para el correcto funcionamiento de esta estos parámetros van a ser los siguientes:

- **El clima.**

El clima es un factor sumamente importante ya que esta afecta directamente en los valores de irradiación solar que se va a tener a lo largo del año en la zona, por este motivo siempre deberá elegirse un lugar con altos índices de irradiación solar con pocas nubosidades y amplios donde no se tenga inconvenientes de sombras.

- **La orografía.**

Es importante que la superficie de la zona sea lo más plana posible, para no tener sombras que puede generar un terreno ondulado.

- El Agua

El agua es necesaria para la generación de vapor que a su vez pasara por la turbina para generar electricidad (Tonda, 2009).

2.1.15 MINIMA SUPERFECIE PARA LA IMPLEMENTACION DE UNA PLANTA TERMOSOLAR.



Figura 13.- Instalación termosolar de torre.

Fuente: (CIEMOT, 2014)

La instalación de una planta termosolar requiere de una gran superficie para el montaje de todos los componentes de la central y poder evitar sombras que interfieran con la captación de radiación solar, en la Tabla 1 que se muestra a continuación se tiene una referencia de las superficies, dimensiones y potencias para condiciones de radiación solar en torno a los $2120 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$ (OPEXenergy, 2014).

Tabla 1

Comparación de potencia de la instalación y superficie ocupada

Potencia de la Instalación	Superficie y Dimensiones
20MW	95 Hectáreas
	X = 1000 m
	Y = 940m
100MW CCP Básico	192 Hectáreas
	X = 1200 m
	Y = 1575 m
100 MW CCP con almacenamiento de 7 horas	380 Hectáreas
	X = 1550m
	Y = 2455m
100 MW de ellos con un 10% por contribución termosolar	37 Hectáreas
	X = 605m
	Y = 620m

Fuente: (OPEXenergy, 2014).

2.2 COMPONENTES DE LAS CENTRALES TERMOSOLARES

En la Figura 14 se representa un esquema de las Centrales Termosolares en donde el sistema concentrador-receptor está formado por captadores de canal parabólico:

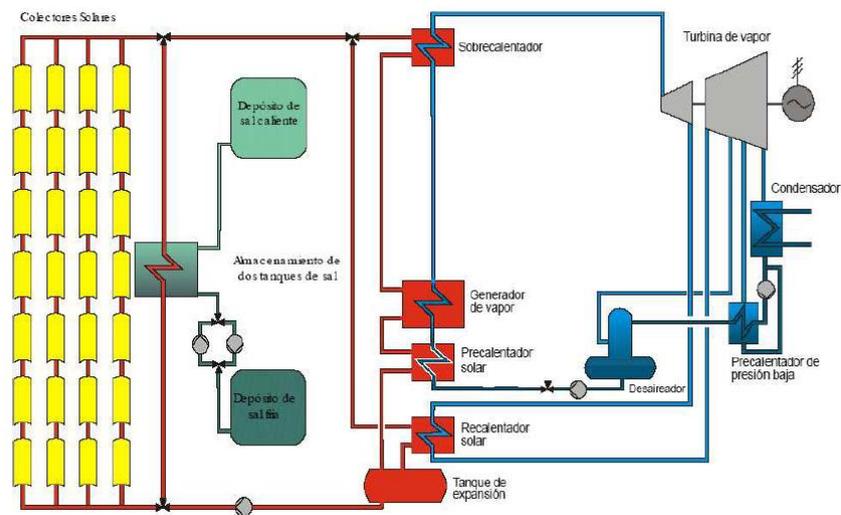


Figura 14.-Central energética termosolar con campo de concentradores CP.

Fuente: **(Llanes, 2010)**

Los principales elementos de estas plantas son:

- Campo de captadores solares de canal parabólico
- Sistema de almacenamiento térmico (si lo hubiera)
- Generador de vapor (intercambiador de calor aceite/agua)
- Caldera auxiliar de combustión fósil (si la hubiera)
- Depósito de expansión
- Sistema de potencia

2.2.1 CAMPO SOLAR DE CAPTADORES

Lo mostrado en la Figura 15 es un campo típico de captadores, cuya composición está dada por filas paralelas de estos, y cada fila esta compuestas por varios captadores que se encuentran conectados en serie de tal manera que el fluido de trabajo que circula por los tubos absorbentes es calentado desde que entra hasta que sale de la fila de captadores. Para determinar el número de captadores de cada fila es necesario determinar el salto de temperatura que se requiere en las condiciones de diseño. Con el

número total de filas que se colocan en paralelo, se puede calcular la potencia total requerida (Castells & Bordas, 2012).



Figura 15.- Campo típico de filas de captadores de canal parabólico.

Fuente: (Llanes, 2010)

En principio la orientación de los captadores puede ser cualquiera, es decir podrían orientarse en la dirección norte-sur o este-oeste. La energía térmica que se obtiene diariamente de un CP orientado en la dirección norte-sur es bastante grande, pueden llegar a ser tres veces mayor en verano que en invierno dependiendo de la latitud y las condiciones atmosféricas del lugar. En cambio la energía térmica obtenida en una orientación este-oeste es mucho menor, lo que ayuda a tener un aporte de energía térmica más estable durante todo el año. Sin embargo se debe tener muy claro que la energía suministrada en un año por un captador orientado norte-sur es mayor que la energía suministrada por un captador orientado este-oeste (criterio aplicado para zonas situadas en el hemisferio norte (Castells & Bordas, 2012)).

La Figura 16 muestra gráficamente estas dos orientaciones:

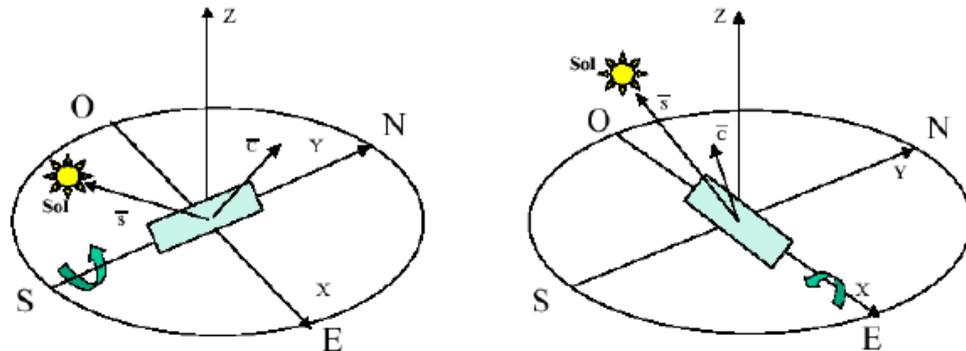


Figura 16.- Dos orientaciones principales del eje de giro de un CP.

Fuente: (Llanes, 2010)

La forma y dimensiones de los captadores siempre están perfectamente definidas. Cada captador tiene tres partes principales que realizaron una importante función y son las siguientes:

- **El espejo reflector**, es el encargado de reflejar la radiación hacia la línea de conducción del fluido de trabajo.
- **El tubo absorbedor**, es el que recibe la radiación solar y la transforma en energía térmica.
- **La estructura**, es la que da la forma y sirve como sujeción para todos los elementos que forman el modulo.

Para concluir, un campo solar es aquel conjunto de colectores agrupados en filas ubicadas en paralelo encargados de suministrar la energía térmica necesaria para producir vapor (Castells & Bordas, 2012).

2.2.2 BALANCE ENERGETICO DE COLECTORES SOLARES CILINDRICOS PARABOLICOS.

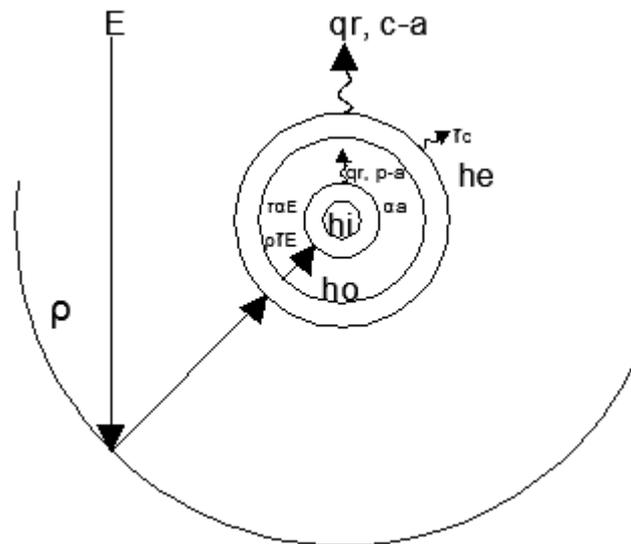


Figura 17.- Modelo termofísico del concentrador cilíndrico parabólico.

BALANCE ENERGETICO DE LA CUBIERTA.

$$q_{r,s-c} + q_{r,p-c} + q_{c,p-c} = q_{r,c-a} + q_{c,c-a} + q_{r,c-p} \quad (2-1)$$

Donde:

$q_{r,s-c}$ = Calor por radiación entre el ambiente y la cubierta.

$q_{r,p-c}$ = Calor por radiación entre la tubería y la cubierta.

$q_{c,p-c}$ = Calor por convección entre la tubería y la cubierta.

$q_{r,c-a}$ = Calor por radiación entre la cubierta y el ambiente.

$q_{c,c-a}$ = Calor por convección entre la cubierta y el ambiente.

$q_{r,c-p}$ = Calor por radiación entre la cubierta y la tubería.

BALANCE ENERGETICO DEL ABSORBEDOR.

$$\pi d_1 L * \tau \alpha + q_{r,c-p} + q_{c,p-c} = q_u + q_{r,p-c} + q_{c,p-c} \quad (2-2)$$

$$hr = 4\epsilon\sigma T_m^3 \quad \text{Transferencia de calor mills} \quad (2-3)$$

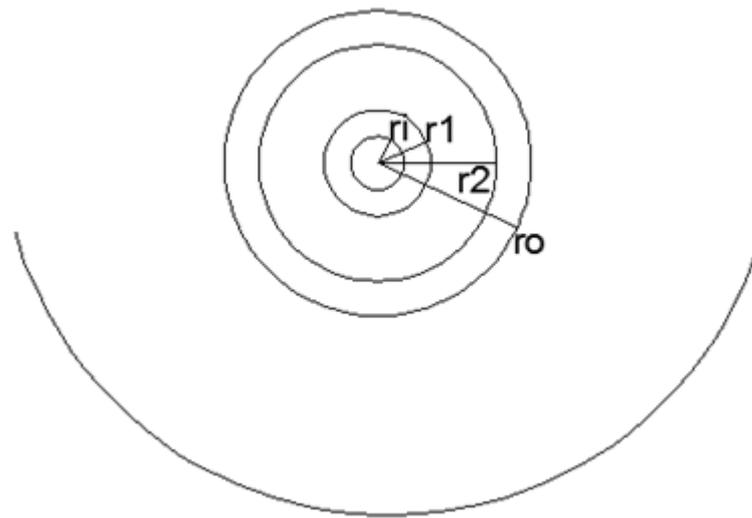


Figura 18.- Radios en el tubo absorbedor.

Áreas en el absorbedor.

$$A_i = \pi d_i L \quad (2-4)$$

$$A_1 = \pi d_1 L \quad (2-5)$$

$$A_2 = \pi d_2 L \quad (2-6)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (2-7)$$

Calor en el absorbedor.

$$q_u = \dot{m} a * C_{pa}(t_2 - t_1) \quad (2-8)$$

$$q_{r,c-p} = \pi d_1 L h_{r,c-p}(T_c - T_p) \quad (2-9)$$

$$q_{r,p} - c = \pi d_1 L \quad h_{r,p} - c (T_p - T_c) \quad (2-10)$$

$$q_{r,c} - p = \pi d_1 L \quad h_o (T_c - T_p) \quad (2-11)$$

Calor en la cubierta.

$$q_{r,s} - c = \pi d_o L \quad h_{r,s} - c (T_s - T_c) \quad (2-12)$$

$$q_{r,p} - c = \pi d_2 L \quad h_{r,p} - c (T_p - T_c) \quad (2-13)$$

$$q_{c,p} - c = \pi d_2 L \quad h_o (T_p - T_c) \quad (2-14)$$

$$q_{r,c} - a = \pi d_o L \quad h_{r,c} - a (T_c - T_a) \quad (2-15)$$

$$q_{c,c} - a = \pi d_o L \quad h_o (T_c - T_a) \quad (2-16)$$

$$q_{r,c} - p = \pi d_2 L \quad h_{r,c} - p (T_c - T_p) \quad (2-17)$$

Eficiencia óptica.

$$\eta_o = Pr * \tau * \alpha * \gamma * F * ft \quad (2-18)$$

Donde:

Pr = Reflectividad del espejo.

τ = Transmitancia de la cubierta de vidrio.

α = Absortancia del absorbedor.

γ = Factor de forma que depende de los errores de la pendiente del espejo.

F = Error en el seguimiento.

α = Fraccion de apertura no sombreada.

Eficiencia instantánea.

$$\eta_c = \eta_o - \frac{U_c (T_c - T_a)}{G_d} * \frac{1}{C} \quad (2-19)$$

Donde:

$Gd =$ Irradiancia solar.

$C =$ Razon de concentraci3n. $= \frac{A_a}{A_{abs}} = \frac{\text{Area Apertura}}{\text{Area absorbedor}}$

$Uc =$ Coeficiente global de transferencia.

Calor Absorbido.

$$q_{abs} = \eta_o * A_a * Gd \quad (2-20)$$

Calor 3til.

$$q_u = q_{abs} - Uc(Tc - Ta) * Ar \quad (2-21)$$

CALCULO PARA UN CONCENTRADOR

3rea tubo de cobre

Aplicamos la ecuaci3n (2-7) para obtener el 3rea de un tubo de cobre.

$L = 1.5 \text{ m.}$

$\phi_e = 0.0284 \text{ m.}$

$$Ar = \pi * \phi_e * L$$

$$Ar = \pi * (0.0284 \text{ m}) * (1.5 \text{ m})$$

$$Ar = 0.1338 \text{ m}^2$$

Eficiencia 3ptica.

Aplicamos la ecuaci3n (2-18) para obtener la eficiencia 3ptica.

$$\eta_o = Pr * \tau * \alpha * \gamma * F * ft$$

$$\eta_o = 0.85 * 0.95 * 0.95 * 0.95 * 0.95 * 0.95$$

$$\eta_o = 0.657 \approx 65.7 \%$$

Calor absorbido.

Aplicamos la ecuación (2-20) para obtener el calor absorbido.

$$q_{abs} = \eta_o * A_a * Gd$$

$$q_{abs} = 0.657 * 1.8 \text{ m}^2 * 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$q_{abs} = 1182.6 \text{ W}$$

Calor útil.

Mediante la ecuación (2-21) y tomando el coeficiente global de transferencia del libro de principios de transferencia de calor de Frank Kreith Tabla 8.1 p. 495, obtenemos el calor útil para un concentrador solar.

$$Uc = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

$$q_u = q_{abs} - Uc(Tc - Ta) * Ar$$

$$q_u = 1182.6 \text{ W} - 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} (140\text{°C} - 22\text{°C}) * 0.1338 \text{ m}^2$$

$$q_u = 1025 \text{ W}$$

2.2.3 SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO.

Una de las características principales de la energía solar es que no está siempre presente es decir su discontinuidad en el tiempo lo que nos lleva a solo captarla durante el día. Pero a esta limitación hay que añadirle otra que afecta a todos los sistemas de captación solar, cuando se trata de sistemas de captadores de concentración de canal parabólico estos sólo pueden aprovechar la radiación solar directa, por lo que necesitan que no haya nubes.

Cuando no se necesita suministrar potencia por la noche o durante períodos nublados, no es necesario un sistema de almacenamiento. Pero si se desea la producción de electricidad durante períodos en los que no hay radiación solar directa o una mayor continuidad y fiabilidad de la producción de la planta, será necesario un sistema de almacenamiento que guarde parte de la energía térmica suministrada por los captadores solares durante las horas de sol. La idea es poder cederla al sistema en aquellos momentos en los que no hay radiación (Castells & Bordas, 2012).

Entre algunos requisitos que un sistema de almacenamiento tiene están los siguientes:

- Se debe tener una alta densidad energética del medio de almacenamiento.
- Deber haber una buena tasa de transferencia térmica entre el fluido térmico o calentado en el campo solar y el medio de almacenamiento.
- Un medio de almacenamiento debe tener una estabilidad mecánica y química muy buena.
- Tener una gran capacidad para volver a un estado o condición anterior es decir que tenga una reversibilidad completa, para así poder obtener un gran número de ciclos de carga/descarga del proceso.
- El valor de pérdidas térmicas, energéticas y exergéticas debe ser muy bajo.
- Y como todo sistema debe tener una gran facilidad de calibración, mantenimiento y control (Martínez-Val, 2009).

Para la clasificación de los diferentes modos de almacenamiento térmico en una planta termosolar debemos tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- **Calor sensible:** Es la capacidad térmica por unidad de masa, si se toma en cuenta la densidad se obtiene una capacidad de almacenamiento en kWh/m³, lo que ayuda al cálculo de costes en función del material (Çengel, Termodinámica, 2012).
- **Calor latente:** Mediante el cambio de fase de un material se carga y descarga la energía térmica, lo que da como resultado una alta densidad de capacidad de almacenamiento (Çengel, Termodinámica, 2012).
- **Energía química:** Este almacenamiento se da en forma de energía química por lo general en forma de hidrocarburos. (Martínez-Val, 2009)



Figura 19.- Sistema de Almacenamiento de doble tanque.

Fuente: (Martínez-Val, 2009)

2.2.4 GENERADOR DE VAPOR (CALDEROS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR)

El generador de vapor (Caldero para vaporización de agua con energía solar) es el componente donde la energía térmica suministrada por el

sistema solar a un fluido térmico es cedida a un circuito agua/vapor. De esta forma se produce el vapor necesario para alimentar a la turbina que generará energía eléctrica. Por lo tanto, el generador de vapor es el vínculo entre el sistema solar (campo de captadores más sistema de almacenamiento) y el ciclo de vapor.

Para el diseño de un generador de vapor se puede basar en el diseño de una "caldera kettle" con intercambiadores de calor de carcasa y tubos por donde circula el fluido térmico, haciendo que el vapor se produzca en el lado de la carcasa (Beltrán Petrosini, 2009)

Dependiendo del tipo de vapor (sobrecalentado o no), el esquema del generador de vapor suele estar conformado por cuatro cuerpos:

1. **Pre calentador o Economizador:** donde el agua se precalienta hasta una temperatura próxima a la de evaporación.
2. **Evaporador:** que es recorrido por el flujo bifásico (donde se produce el intercambio de calor aceite-agua).
3. **Sobrecalentador:** donde el vapor se calienta a la temperatura máxima del ciclo, superior a la de saturación para la presión de trabajo.
4. **Recalentador:** donde se recalienta el vapor entre el cuerpo de alta y el de media presión de la turbina, para aumentar la temperatura media de aportación y por ello mejorar el rendimiento del ciclo (Beltrán Petrosini, 2009).

2.2.5 CALDERA AUXILIAR DE COMBUSTIÓN FÓSIL

Las Centrales Termosolares que tiene incorporado un sistema auxiliar de combustión fósil se las conoce como híbridas. Este componente es

necesario cuando en una planta comercial se requiere una maximización de los beneficios que da la venta de la energía eléctrica, porque no solo ayuda al sistema de almacenamiento cuando se realiza la tarea de desacople entre el campo solar y la isla de potencia, sino que también aumenta la producción (Díaz Velilla, 2015).

Analizando desde el punto de vista técnico y como justificación de la necesidad de implementar una caldera auxiliar de combustión fósil a una central termosolar, se debe tener en cuenta que es muy difícil pronosticar el comportamiento del clima y por lo tanto existe una gran dificultad al momento de tratar de prever la generación eléctrica que tendrá la central termosolar, Dado este caso se planteó la posibilidad de incorporar al sistema una caldera auxiliar que utilice combustible fósil para así poder corregir las desviaciones que pudieran existir en la generación de la energía eléctrica.

Debido a que no se puede almacenar grandes cantidades de energía eléctrica con facilidad, hay que tener en cuenta que los valores de generación y consumo deben concordar exactamente, lo que es muy difícil cuando no se conoce con exactitud la producción de energía que tiene la planta, y si existe mayor demanda esto llevaría a un desequilibrio entre oferta y demanda lo que daría como consecuencia el apagón de cierta zona o hasta un país completo.

Por lo tanto la idea de implementar una caldera auxiliar de combustión fósil a la central termosolar es de gran ayuda, ya que nos permite mantener la temperatura del fluido trasmisor de calor, para así poder compensar la ausencia de irradiación solar que afectaría a la producción de energía eléctrica (Díaz Velilla, 2015).



Figura 20.- Caldera de gas natural implementada en una central termosolar.

Fuente: (Fenercom, 2012)

2.2.6 DEPÓSITO DE EXPANSIÓN

Este elemento de la Central Termosolar es el que realiza la tarea de absorber los cambios de volumen que tiene el aceite térmico debido a las variaciones de su temperatura con las condiciones climatológicas y además sirve de amortiguador para la temperatura de entrada al campo de colectores (Díaz Velilla, 2015).

2.2.7 PLANTA DE POTENCIA

Lo que se conoce internacionalmente como Power Conversion System (PCS) o sistema de conversión de potencia es donde se aprovecha toda la energía térmica que se produce en la central termosolar. Dependiendo del tipo de proceso industrial al cual está conectado la central termosolar, obtenemos una configuración para el PCS, por lo tanto cada configuración puede variar sustancialmente de una instalación industrial a otra. La forma de conocer las configuraciones más comunes de los PCS, es revisar los esquemas utilizados en aplicaciones reales que actualmente funcionan con captadores de canal parabólico. El ciclo utilizado en este tipo de plantas es el ciclo de Rankine o de Vapor. El fluido de trabajo más utilizado en los ciclos de potencia que se han construido y se construirán es el agua. Las Figuras

21 y 22 muestran los esquemas básicos de un ciclo Rankine, con todos sus equipos físicos por donde pasa el agua durante el ciclo y su evolución en un diagrama temperatura-entropía (Çengel, Termodinámica, 2012).

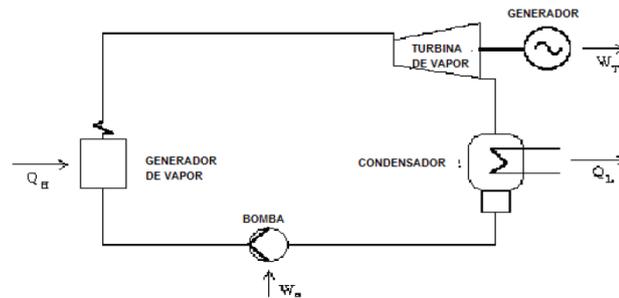


Figura 21.- Esquema básico de un ciclo de Rankine.

Fuente: (Çengel, Termodinámica, 2012)

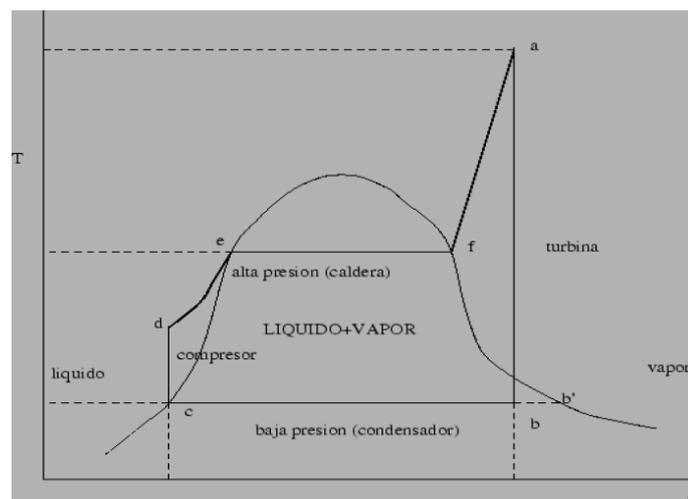


Figura 22.- Diagrama T-s del ciclo básico de Rankine.

Fuente: (Çengel, Termodinámica, 2012)

El ciclo funciona de la siguiente manera: el agua pasa primero por el generador de vapor donde se aporta la energía térmica adquirida del recurso solar y la caldera auxiliar provoca su evaporación y sobrecalentamiento, después el vapor generado se dirige a una turbina de vapor toda la energía térmica es transformada en una energía mecánica que será utilizada para mover un generador eléctrico. Cuando el vapor sale de la turbina se extrae el

calor residual con el condensador produciendo de nuevo el paso a fase líquida del agua, posteriormente esta agua va hacia una bomba encargada de elevar la presión hasta vencer las pérdidas de carga en el generador y abastecer a la turbina de la presión necesaria a su entrada. Otros factores que intervienen en el rendimiento de este ciclo son:

- **Temperatura de vapor vivo.** Mientras más elevada, mayor el rendimiento.
- **Temperatura (o presión) de condensación del vapor.** Mientras más baja, mayor rendimiento.
- **Presión en el aporte de calor al ciclo.** Mientras más elevada, mayor rendimiento.
- **Rendimiento de las turbomáquinas (bomba y turbina).** Cuanto más elevado, mejor.

La humedad del vapor a la salida de la turbina es un gran limitante ya que si existen demasiadas gotas de agua en el vapor los álabes de la turbina se degradarán rápidamente, y como esta limitación es muy severa se necesita ingresar el vapor a un recalentamiento para así eliminar el exceso de humedad antes de terminar su expansión en la turbina para poder trabajar con presiones elevadas. (Çengel, Termodinámica, 2012)

La turbina de vapor es un equipo muy robusto que si se utiliza correctamente llega a tener una vida útil muy larga y exenta de problemas. Pero siempre teniendo en cuenta cuatro normas sencillas respecto a su uso que son las siguientes:

- El vapor que ingrese a la turbina debe tener las características físico-químicas apropiadas
- Tomar en cuenta las instrucciones del fabricante respecto a la operación de la misma en arranques, durante la marcha y durante las paradas del equipo.
- Respetar las recomendaciones de protección de la turbina, y si llega a tener síntomas de mal funcionamiento (vibraciones, temperaturas elevadas, falta de potencia, etc.) se debe parar inmediatamente y revisar el equipo,
- Realizar programas de mantenimiento periódicamente para así tener gran seguridad de su disponibilidad y funcionamiento (Çengel, Termodinámica, 2012)

2.3 ALTERNATIVAS PARA SISTEMAS DE ACUMULACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA

La energía que proviene directo del sol al llegar a la tierra es intermitente gracias a los movimientos de rotación y translación del planeta, también debido al condicionamiento meteorológico existente en cada lugar ya sea nubes o muchas de las veces también por contaminación ambiental. Este tipo de energía también depende mucho del tiempo y en varias ocasiones no coincide la necesidad con la disponibilidad, muchos de los procesos de la naturaleza requieren este tipo de energía precisamente cuando no existe radiación es decir en la noche, por lo que varios de estos sistemas de conversión fototérmica requieren un sistema con el cual se pueda almacenar la energía para poder satisfacer esta demanda al momento de ser necesitada (Concheiro & Rodríguez Viqueira, 1985).

Un tipo de almacenamiento de energía son las tecnologías térmicas directas, este tipo de tecnología almacena un grado de energía bajo, muy útil

para almacenar energía nativa que proporciona calor como puede ser la energía térmica solar o geotérmica, también es útil para aplicaciones donde lo primordial de esta energía es el calor como por ejemplo calentar o secar.

La tecnología de almacenamiento se puede caracterizar de acuerdo a la energía específica, densidades de energía y el rango de temperatura de entrega. Estos parámetros son primordiales para la investigación de nuevos tipos de almacenamiento de energía.

Para saber qué tipo de almacenamiento se puede elegir, se basa en el conocimiento de la naturaleza del proceso.

A continuación se citan algunos procesos con sus respectivas tecnologías de almacenamiento.

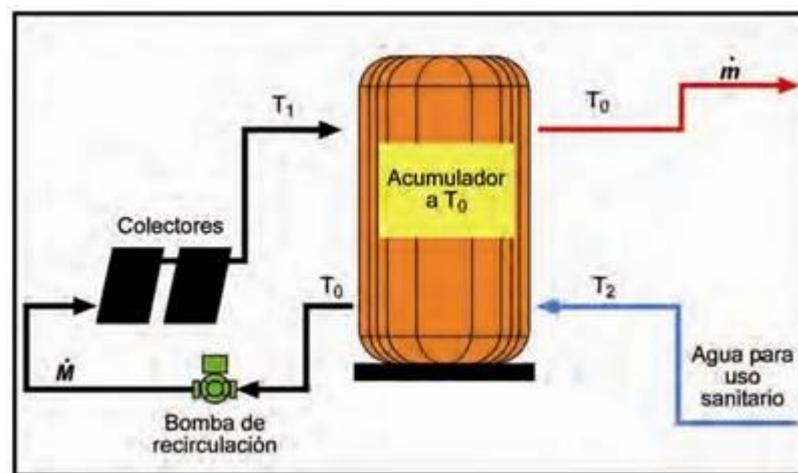
- Para calentar agua la tecnología de almacenamiento de energía es en forma de calor sensible.
- Para el acondicionamiento de aire, usando colectores de calentamiento el tipo de tecnología de almacenamiento puede ser en forma de calor sensible, como en forma de calor latente.
- Para procesos fotovoltaicos o fotoquímicos, la tecnología de almacenamiento es en forma de energía química (Kreith & Roop, Técnicas de almacenamiento de energía térmica, 2012).

2.3.1 TECNOLOGIAS DE ACUMULACION DE ENERGIA TERMICA.

- **Calor sensible.**

El agua un recurso invaluable que debido a su gran demanda se vuelve un recurso escaso, desde el punto de vista energético es un

elemento sumamente útil y de fácil almacenamiento como calor sensible, en forma de agua caliente sanitaria o agua para calefacción. Como se puede observar en la Figura 23, el agua gracias a lo bomba de recirculación pasa por los colectores de radiación térmica, se produce un intercambio de calor y el agua es calentada para luego ser almacenada para su posterior uso. Generalmente este tipo de sistema es de bajo costo y su diseño es simple (Concheiro & Rodríguez Viqueira, 1985).



$$T \text{ salida colectores} = T_1$$

$$T \text{ acumulación} = T_0$$

$$T \text{ retorno de agua fría} = T_2$$

$$\text{Gasto másico de agua que pasa por el colector} = \dot{M}$$

$$\text{Gasto másico de agua que pasa por el colector} = \dot{m}$$

Figura 23.- Aplicación de acumulación de energía solar térmica para usos de agua caliente sanitaria.

Fuente: (Robles, 2010)

- **Calor latente.**

El calor latente es la cantidad de calor que necesita una sustancia para cambiar de fase, absorbe o libera energía gracias a una reacción química o por el dicho cambio de fase que ocurrirá a temperatura constante (Concheiro & Rodríguez Viqueira, 1985).

2.3.2 CAMBIO DE FASE.

Los sistemas para el almacenamiento de energía que se basa en el cambio de fase de materiales se limitan a cambios de fase sólido-sólido y sólido-líquido. Para la tecnología de almacenamiento el cambio que implica fases gaseosas no son de mucha importancia ya que es de difícil transferencia de calor y alto gasto asociado al gas presurizado (Kreith & Roop, Técnicas de almacenamiento de energía térmica, 2012).

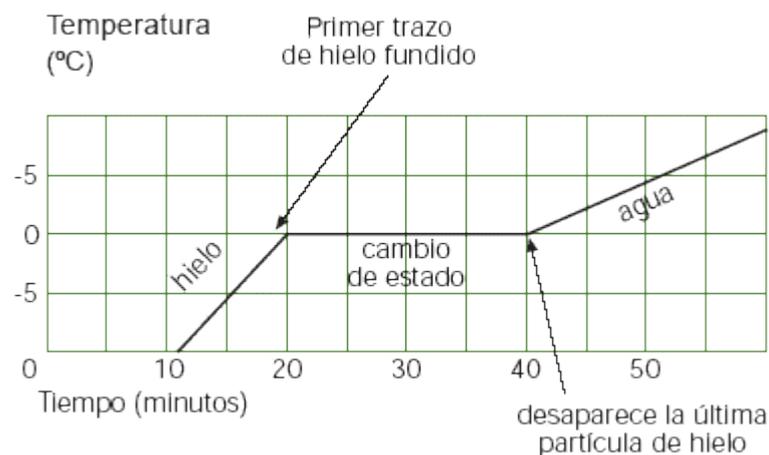


Figura 24.- Cambio de fase a temperatura constante.

Fuente: (CONEVYT, 2012)

2.3.3 ENERGIA QUIMICA

La radiación proveniente del sol también puede ser almacenada por reacciones químicas, estas reacciones deben ser endotérmicas reversibles, esto quiere decir que su proceso se invierte para liberar energía (Tonda, 2009).

Para lograr este tipo de almacenamiento de energía solar se debe tener en cuentas los siguientes aspectos:

- La reacción química debe ser reversible.
- Los reactivos de la reacción deben hacer uso de la energía solar lo máximo posible.
- La energía que va a estar almacenada en la reacción debe ser grande, debe por lo menos estar en el orden de los $600 \frac{W-h}{kg}$.
- Los reactivos deben ser económicos.

Si en la reacción los productos de estas se pueden separar y utilizar como combustibles ya no es necesario que la reacción sea reversible, como en el caso de la producción de hidrogeno, este se puede obtener mediante 4 procesos donde interviene la energía solar los cuales son:

- **Proceso Térmico directo.**

Para este proceso se necesitan temperaturas muy altas, alrededor de los $3000^{\circ}C$ para lo cual haría falta de colectores solares, con esto logrando descomponer el agua en los elementos que lo componen hidrogeno y oxígeno.

- **Proceso Termoquímico.**

En este proceso existen varias reacciones químicas de diferentes sustancias que generalmente se producen a grandes temperaturas alrededor de los 700 – 800°C, para lograr obtener el hidrógeno.

- **Proceso Electrolítico.**

Este proceso utiliza paneles fotovoltaicos para primero convertir la radiación solar en energía eléctrica para producir hidrogeno mediante la electrolisis del agua.

- **Proceso Fitolítico.**

En el proceso Fitolítico los fotones que provienen del sol son absorbidos por el agua y cuando la energía absorbida alcanza un nivel aproximado de $285.9 \frac{KJ}{mol}$ de agua, el hidrógeno es liberado.

- **Proceso de fermentación anaeróbica.**

Este proceso a diferencia de los anteriores sirve para la producción de metano (CH₄). Siendo este estable cuando está a temperatura ambiente y cuando reacciona con el oxígeno producto de la combustión, se libera la energía almacenada y produce altas temperaturas (Weissermel & Arpe, 2008).

2.3.4 SALES FUNDIDAS

Debido a la importancia en el campo tecnológico del uso de la radiación solar, el almacenamiento es un factor importante para poder utilizar el máximo de esta energía. Los últimos desarrollos con este tipo de tecnología

se han dado con paneles fotovoltaicos tratando de almacenar esta energía en baterías pero el costo y la ineficiencia hace de este tipo de tecnología no muy rentable para aplicaciones a gran escala. Pero la investigación se centra en las centrales termosolares las cuales utilizan el calor propiamente para generar energía lo cual hace que este calor sea más fácil de almacenar a temperaturas extremadamente altas utilizando las sustancias adecuadas para luego poder transferir el calor de nuevo para el proceso de generación de energía (Guerra Plasencia, Ballesteros Perdices, & Heras Celemín, 2008).

En el proceso de investigación se determinó que la sal es un candidato perfecto para el almacenamiento de calor, debido a su disponibilidad y sus propiedades para retener calor, las sales fundidas solo pierden un 7% de la energía total que almacena. En la provincia española de Granada se implementó la primera central solar en noviembre de 2008 con tecnología de sales fundidas **ANDASOL-1**, esta central termosolar funciona a base de colectores cilíndricos-parabólicos.

La planta termosolar **ANDASOL-1** funciona con el mismo principio de una termosolar convencional en el día, los colectores de radiación reflejan el calor en el tubo por el que pasa el fluido de trabajo, este fluido se calienta a 400°C pasa por un intercambiador de calor donde se encuentra agua vaporizando el agua, el vapor va hacia la turbina para generar energía eléctrica, pero a más de esto cuenta con un intercambiador de calor el cual contiene las sales fundidas al transferir el calor a la sal esta almacena el calor. Esta sal calentada a altas temperaturas es enviada de vuelta al intercambiador para transferir el calor al fluido de trabajo el cual empezara de nuevo con su ciclo para generar energía eléctrica.

Este tipo de almacenamiento implementado por **ANDASOL-1**, logro generar electricidad hasta 7 horas más sin contar con radiación solar directa ya sea en la noche o en días nublados, a pesar de que la planta no logro una

producción de 24 horas, si cumplió con un objetivo el de pasar de generar anualmente 117.000MWh a 178.000MWh con lo cual se redujo el coste de la energía eléctrica.

España como pionero después de algunos años logro crear una planta termosolar de producción de energía eléctrica durante las 24 horas al día, La compañía TORRESOL ENERGY en mayo de 2011 inauguro la planta GEMASOLAR de 19.9MW la cual estaba situada en Andalucía, Sevilla. Esta nueva planta logro aumentar a 15 horas la producción de energía cuando no existía radiación solar lo que logro contar con un gran suministro de energía eléctrica cuando el sol se ocultaba y la demanda de esta energía aumentaba (Guerra Plasencia, Ballesteros Perdices, & Heras Celemín, 2008).

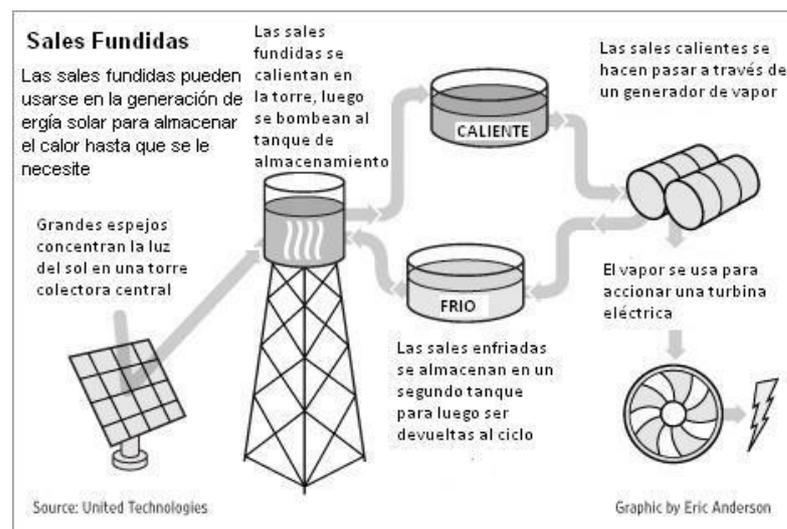


Figura 25.- Almacenamiento por sales fundidas.

Fuente: (Maikelnai, 2009)

2.3.5 FOTOSÍNTESIS ARTIFICIAL

La naturaleza cuenta con una de las más ingeniosas técnicas de almacenamiento de energía la fotosíntesis. Las plantas durante varios millones de años han logrado convertir la luz solar el agua y el dióxido de carbono en energía química obteniendo oxígeno vital como subproducto.

Esto es una gran fuente de investigación para los ingenieros los cuales guiados por la increíble sabiduría de la naturaleza pretende crear varias formas de crear fotosíntesis artificial, la motivación de los ingenieros es crear otra alternativa útil de almacenamiento de energía solar. El funcionamiento de esta técnica implica el uso de la radiación solar para lograr separar el hidrógenos que se puede almacenar y utilizarlo como combustible y liberando el oxígeno (Erazo Parga & Cárdenas, 2013).

Pero todo este proceso no es tan sencillo como suena se necesita de un catalizador para lograr que los fotones provenientes del sol reaccionen y puedan dividir las moléculas de agua. Los ingenieros de ENERGY FRONTIER RESEARCH CENTER de la Universidad de Carolina del Norte, están en el proceso de investigación para crear unos de los proyectos más innovadores e importantes en el campo de la energía solar. Básicamente la investigación se basa en tomar cuatro electrones de dos moléculas de agua, trasladarlas a otro lugar, produciendo hidrogeno y manteniendo el oxígeno separado. Los métodos para generar moléculas capaces de lograr esto en un principio era un gran desafío gracias a los bioingenieros este desafío se está logrando superar, gracias al uso de DSPECs (células de fotoelectrosíntesis sensibilizadas por colorante), estas células contienen una molécula y una nanopartícula. Esta molécula tiene la función de un catalizador ensamblado el cual absorberá los fotones y empezara la separación de los electrones del agua. La nanopartícula estará cubierta con dióxido de titanio lo que permitirá conducir los electrones fuera del agua, con esto queda en libertad para producir hidrogeno, pudiendo este hidrogeno utilizarse como combustible para vehículos o pudiendo almacenarlos en pilas para convertir en energía eléctrica (Rodríguez, 2014).

Todo este proceso utiliza varios materiales catalíticos los cuales incluyen el dióxido de titanio principal para el funcionamiento de esta nueva técnica de almacenamiento así como el óxido de manganeso y cobalto, la fotosíntesis artificial como nueva forma de almacenamiento de energía si se

demuestra que puede ser estable y eficiente y se logra demostrar fuera del laboratorio se puede implementar en nuevas tecnologías existentes dando grandes avances en la utilización de energías renovables (Rodríguez, 2014).

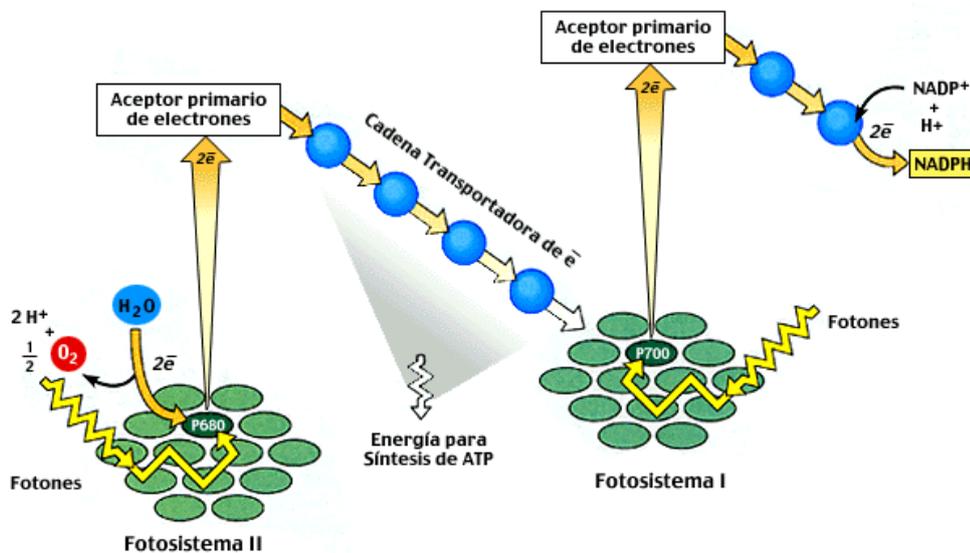


Figura 26.- Fotosíntesis artificial.

Fuente: (Méndez R. , 2014)

2.4 CALDEROS PARA VAPORIZACIÓN DE AGUA CON ENERGÍA SOLAR.

El concepto de un caldero para la vaporización de agua con energía solar (unfired-boiler), se enfoca principalmente a la transferencia de calor que existe entre el fluido térmico que circula a través del campo de colectores donde adquiere elevada temperatura y el agua que se encuentra dentro de la carcasa del caldero, dicha transferencia de calor se da a lugar de la siguiente forma: el fluido térmico ingresa a la carcasa del caldero y circula dentro de tubos los cuales transfieren el calor adquirido hacia el agua que se encuentra dentro del caldero produciéndose así un intercambio de calor que posteriormente nos da como resultado la vaporización del agua (Kalogirou, (2004))

El diagrama de un sistema de caldera para vaporización de agua con energía solar se muestra en la Figura 27. En este sistema, el fluido de transferencia de calor debe ser no congelante y no corrosivo, las presiones del sistema son bajas y el control es sencillo. Estos factores superan ampliamente las desventajas de los sistemas de agua, y son las principales razones para el uso predominante de los sistemas de transferencia de calor con aceite térmico para la generación de vapor en plantas solares industriales actuales.

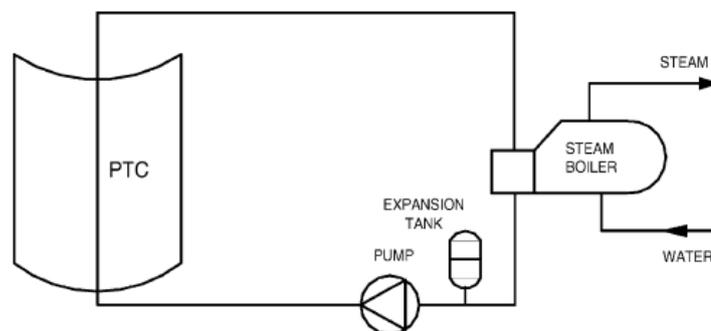


Figura 27.- Diagrama de un sistemas de caldera para vaporización de agua con energía solar.

Fuente: (Kalogirou, (2004))

La principal desventaja del sistema resulta de las características del fluido de transferencia de calor. Estos fluidos son difíciles de contener, y la mayoría de estos fluidos de transferencia de calor son inflamables. Cuando los fluidos se exponen al aire, se puede reducir en gran medida las temperaturas punto de ignición, y las fugas en ciertos tipos de aislamiento pueden causar la combustión a temperaturas que son considerablemente inferiores a las temperaturas de autoignición. Los fluidos de transferencia de calor también son relativamente caros y presentan un problema de contaminación potencial que los hace inadecuados para aplicaciones de la industria alimenticia.

Los fluidos de transferencia de calor tienen características de transferencia de calor mucho más pobres que el agua. Un fluido de transferencia de calor es más viscoso a temperatura ambiente, son menos densos, tienen calores específicos y conductividades térmicas inferiores que las del agua. Estas características hacen que las mayores tasas de flujo, altas temperaturas diferenciales del colector, y una mayor potencia de bombeo sean requeridas para obtener la cantidad equivalente de transporte de energía en comparación con un sistema que utiliza agua (Kalogirou, (2004)).

Además, los coeficientes de transferencia de calor son más bajos, por lo que hay una gran diferencia de temperatura entre el tubo receptor y el fluido del colector. Una elevada temperatura también es necesaria para alcanzar un intercambio de calor eficaz y rentable.

Todos los efectos mencionados anteriormente dan como resultado una reducción de la eficiencia del colector. Para cada aplicación se debe seleccionar el sistema adecuado teniendo en cuenta todos los factores y limitaciones mencionadas (Kalogirou, (2004)).

En la Figura 28 se muestra un sistema con un caldero para la vaporización de agua con energía solar (unfired-boiler).

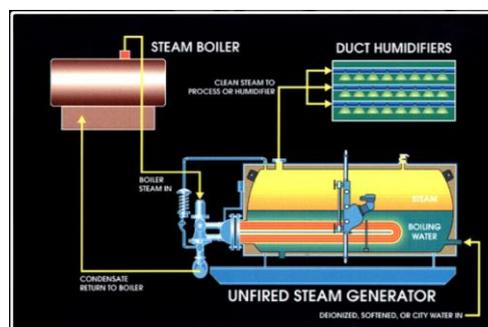


Figura 28.- Sistemas de caldera para vaporización de agua con energía.

Fuente: (Boiler, 2010)

CAPÍTULO 3

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CALDERO

3.1 DISEÑO TERMICO

Para realizar el diseño térmico hay que basarse es un proceso que es muy complejo e iterativo, por lo cual hay que ir variando algunos parámetros geométricos del caldero hasta poder conseguir que logre transferir la energía, es decir que cada parte o elemento que intervenga en el proceso de transferencia de calor alcance temperaturas y presiones propuestas por el diseñador que a su vez deben ser las deseadas.

Para el diseño térmico hay que basarse básicamente en los siguientes parámetros que se han tomado como referencia en el caldero:

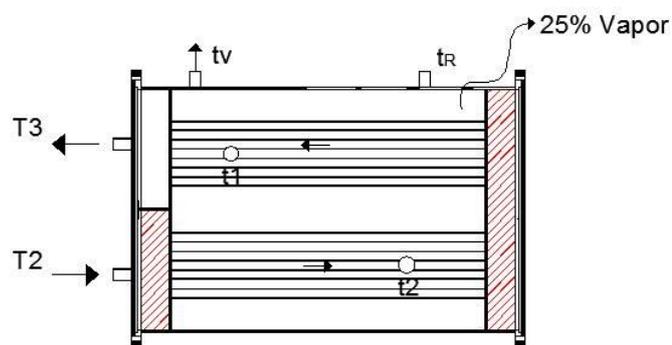


Figura 29.- Parámetros generales de temperaturas en el caldero.

En la Figura 29 se tiene un esquema generalizado del caldero con parámetros de entrada y salida, ya sea del fluido térmico, así como también del agua y del vapor.

Estos parámetros quedan definidos de la siguiente manera:

T_2 = Temperatura del aceite que viene desde los concentradores solares.

T_3 = Temperatura del aceite que sale del caldero.

t_v = Temperatura del vapor.

t_1 = Temperatura de salida de agua del caldero.

t_2 = Temperatura de entrada de agua al caldero que viene del intercambiador de calor.

t_r = Temperatura del agua de red.

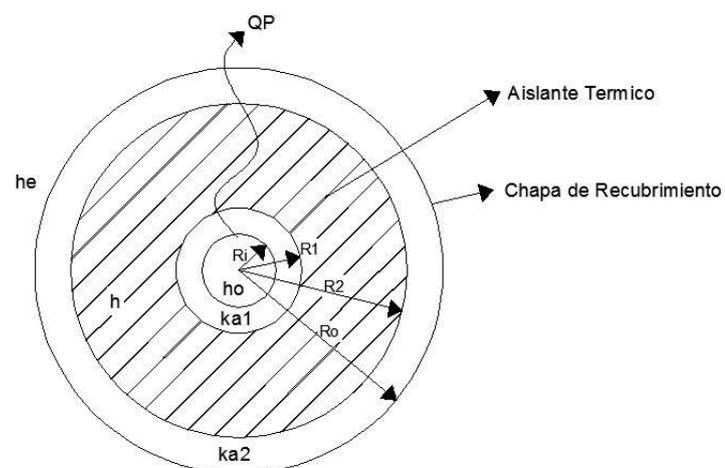


Figura 30.- Parámetros internos del caldero.

Los parámetros internos del caldero quedan definidos de la siguiente manera:

$$R_i = 388 \text{ mm.}$$

$$R_1 = 394 \text{ mm.}$$

$$R_2 = 404 \text{ mm.}$$

$$R_o = 405 \text{ mm.}$$

$$L_0 = 1020 \text{ mm.} \quad \text{Longitud útil de transferencia}$$

3.1.1 GEOMETRIA DEL CALDERO.

Se selecciona para el diseño un caldero pirotubular colocado en forma horizontal con capacidad de 0.5 metros cúbicos.

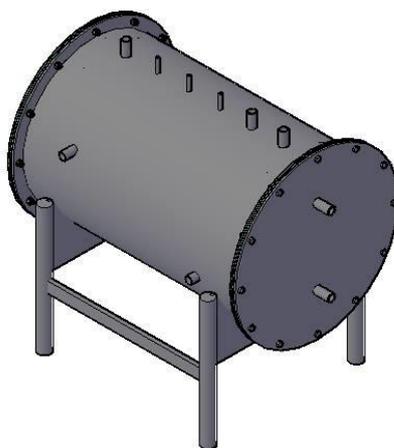


Figura 31.- Esquema Isométrico del Caldero.

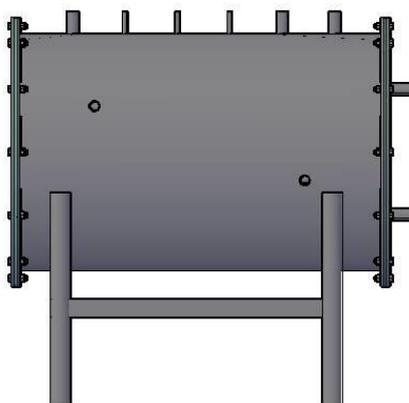


Figura 32.- Esquema lateral del Caldero.

3.1.2 GEOMETRIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

El intercambiador de calor elegido para el diseño está compuesto por dos pasos de tubos y uno en carcaza. El fluido térmico se desplaza por los tubos del intercambiador de calor de la parte inferior cruzando de extremo a extremo al caldero realizando una transferencia de calor para retornar por la

parte superior hacia el reservorio de aceite, para así poder ser un ciclo cerrado de circulación del mismo.

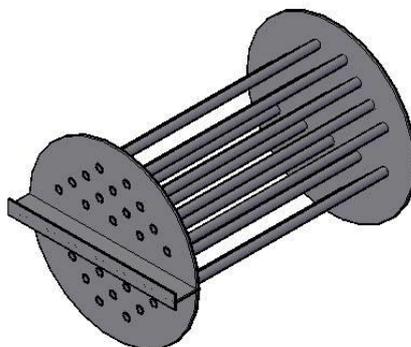


Figura 33.- Esquema Intercambiador de Calor.

3.1.3 SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO TERMICO.

En vista de que la lana de vidrio es un material que ha sido calificado como cancerígeno y su venta está prohibida en el mercado, se selecciona o se utilizará en el presente diseño lana de roca que tiene una conductividad térmica de $0.033 \frac{W}{m^{\circ}C}$



Figura 34.- Lana de roca.

Fuente: (Rockwool, 2015)

3.1.4 BALANCE DE ENERGIA.

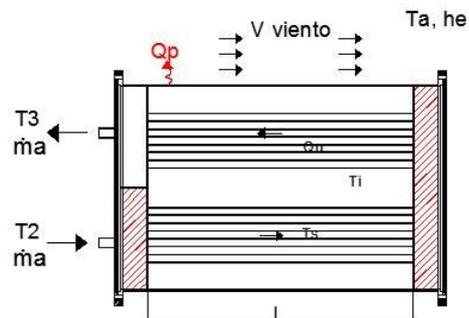


Figura 35.- Esquema utilizado para el análisis del balance de energía.

3.1.4.1 CALOR ÚTIL.

Primero se utiliza la expresión matemática para el cálculo del calor útil o calor requerido para calentar, que está dada de la siguiente manera (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_U = Q_S + Q_L + Q_R \quad (3-1)$$

donde:

Q_U = Calor Útil.

Q_S = Calor Sensible.

Q_L = Calor Latente.

Q_R = Calor de Recalentamiento.

3.1.4.2 CALOR PERDIDO.

Para el cálculo del calor perdido en el balance de energía se utiliza la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_P = UA(T_i - T_a) \quad (3-2)$$

donde:

Q_P = Calor Perdido.

U= Coeficiente global de transferencia de calor.

A= Área unitaria.

T_i = Temperatura interna del caldero.

T_a = Temperatura externa o ambiente.

3.1.4.3 CALOR NECESARIO.

El calor necesario para obtener un correcto balance energético está dado por (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_N = Q_S + Q_L + Q_R + Q_P \quad (3-3)$$

donde:

Q_N = Calor Necesario.

Otra forma de expresar el calor necesario en función de otros parámetros que intervienen en el balance energético y en el diseño térmico está dada por (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_N = U_o * A_o * N * F * \Delta T_{ml} \quad (3-4)$$

donde:

Q_N = Calor Necesario.

U_o = Coeficiente de transferencia de calor interno.

A_o = Área unitaria de los tubos.

N = Número de tubos.

F = Factor de Corrección.

ΔT_{ml} = Media logarítmica de temperaturas.

3.1.4.3 CALOR SENSIBLE.

El calor sensible utilizado en el balance energético viene dado por (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_S = \frac{M_a C_{p_a}}{HSP} * (T_{sat} - T_{red}) \quad (3-5)$$

donde:

M_a = Masa de Agua.

Cp_a = Calor específico a presión constante del agua.

HSP = Horas de sol pico.

T_{sat} = Temperatura de saturación.

T_{red} = Temperatura de red.

3.1.4.4 CALOR LATENTE.

El calor latente utilizado en el balance energético viene dado por (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_L = \frac{M_V h_{fg}}{HSP} \quad (3-6)$$

donde:

M_V = Masa de Vapor.

h_{fg} = Entalpia de vaporización.

HSP = Horas de sol pico.

3.1.4.4 CALOR DE RECALENTAMIENTO.

El calor de recalentamiento utilizado en el balance energético viene dado por (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Q_R = \frac{M_V C_{p_V}}{HSP} * (T_{rec} - T_{sat}) \quad (3-7)$$

donde:

M_V = Masa de Vapor.

C_{p_V} = Calor específico a presión constante del vapor.

HSP = Horas de sol pico.

T_{sat} = Temperatura de saturación.

T_{rec} = Temperatura de recalentamiento.

Reemplazando la igualdad que se da en las ecuaciones (3-3) y (3-4) obtenemos:

$$U_O * A_O * N * F * \Delta T_{ml} = Q_S + Q_L + Q_R + Q_P \quad (3-8)$$

Finalmente reemplazando las ecuaciones (3-2), (3-5), (3-6) y (3-7) en la ecuación (3-8) obtenemos el balance de energía generalizado en parámetros utilizados en el diseño térmico del caldero.

$$U_o * A_o * N * F * \Delta T_{ml} = \frac{M_a C_{p_a}}{HSP} * (T_{sat} - T_{red}) + \frac{M_v h_{fg}}{HSP} + \frac{M_v C_{p_v}}{HSP} * (T_{rec} - T_{sat}) + UA(T_i - T_a) \quad (3-9)$$

3.1.5 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALDERO

3.1.5.1 MÉTODO 1: CALOR NECESARIO PARA CALENTAR

$$Q_U = \frac{M_a C_{p_a}}{HSP} * (T_{sat} - T_{red}) + \frac{M_v h_{fg}}{HSP} + \frac{M_v C_{p_v}}{HSP} * (T_{rec} - T_{sat}) \quad (3-10)$$

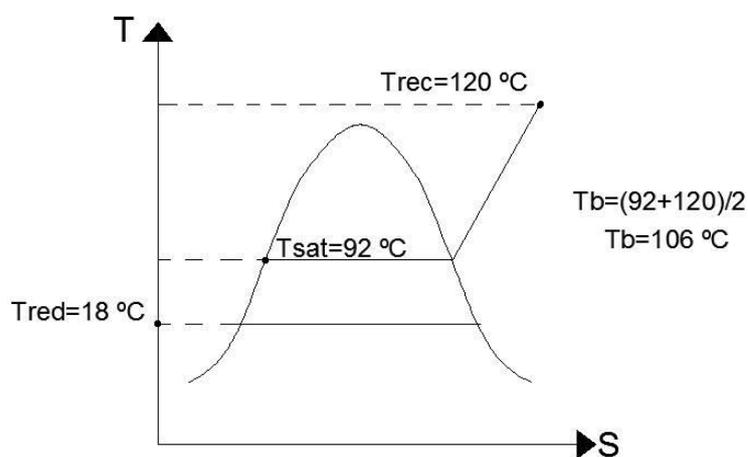


Figura 36.- Diagrama Temperatura vs Entropía.

$$HSP = 4.2 \quad (\text{INAMHI, 2015})$$

$$M_a = 500 \text{ kg}$$

$$M_v = 5\% * (500)$$

$$M_v = 25 \text{ kg}$$

$$C_{p_a} = 1 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996})$$

$$C_{p_v} = 0.49 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996})$$

$$h_{fg} = 560 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996})$$

Reemplazando los datos obtenidos de tablas y libros en la ecuación (3-10), se procede con el cálculo del calor necesario para calentar

$$Q_U = \frac{500 * 1}{4.2} * (92 - 18) + \frac{25 * 560}{4.2} + \frac{25 * 0.49}{4.2} * (120 - 92)$$

$$Q_U = 12224.52 \frac{kcal}{h}$$

Utilizando el factor de 860 para convertir de $\frac{kcal}{h}$ a kw se obtiene:

$$Q_U = 14.21 \text{ kw}$$

3.1.5.1 MÉTODO 2: CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

$$T_{rec} = 120^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sat} = 92^{\circ}\text{C}$$

$$T_{red} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$V_{wind} = 1.2 \frac{m}{s} \quad (\text{Velocidad tomada en la ESPE})$$

$$Q_P = U_0 A_0 (T_i - T_a) \quad (3-11)$$

donde:

Q_P = Calor Perdido.

U_0 = Coeficiente global de transferencia de calor del caldero.

A_0 = Área unitaria del caldero.

T_i = Temperatura interna del caldero.

T_a = Temperatura externa o ambiente.

$$T_i = 92^{\circ}\text{C}$$

Para el cálculo de la resistencia por convección interna se utilizó la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$R_{in} = \frac{1}{2*\pi*R_i*L*h_i} \quad (3-12)$$

donde:

R_{in} = Resistencia interna por convección.

h_i = Coeficiente de convección interno.

Para el cálculo de la resistencia por conducción del acero del tubo se utilizará la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$R_{a1} = \frac{\ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{2*\pi*k_a*L} \quad (3-13)$$

donde:

R_{a1} = Resistencia por conducción del acero del tubo.

k_a = Coeficiente de conductividad térmica del acero.

Para el cálculo de la resistencia por conducción del aislante térmico se utilizará la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$R_{ais} = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2*\pi*k_{ais}*L} \quad (3-14)$$

donde:

R_{ais} = Resistencia por conducción del aislante térmico.

k_{ais} = Coeficiente de conductividad térmica del aislante.

Para el cálculo de la resistencia por conducción del acero de recubrimiento del caldero se utilizó la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$R_{a2} = \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_2}\right)}{2*\pi*k_a*L} \quad (3-15)$$

donde:

R_{a2} = Resistencia por conducción del acero de recubrimiento del caldero.

Por último para el cálculo de la resistencia por convección externa se utilizará la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$R_{out} = \frac{1}{2*\pi*R_o*L*h_o} \quad (3-16)$$

donde:

R_{out} = Resistencia por convección externa.

h_o = Coeficiente de convección externo.

El coeficiente global de transferencia de calor está dada por la siguiente expresión (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$U = \frac{1}{A \cdot \sum R_t} \quad (3-17)$$

Aplicando la ecuación (3-17) para este caso sería:

$$U_o = \frac{1}{A_o \cdot \sum R_t} \quad (3-18)$$

donde:

U_o = coeficiente global de transferencia de calor del caldero.

A_o = Área unitaria del caldero.

$\sum R_t$ = Sumatoria de resistencias térmicas.

El área unitaria viene dada por la siguiente expresión:

$$A_o = 2 * \pi * R_o * L \quad (3-19)$$

Realizando la sumatoria de resistencias térmicas y reemplazando los términos de cada una de ellas, el coeficiente global de transferencia de calor está dada por la siguiente expresión:

$$U_o = \frac{1}{2 * \pi * R_o * L * \left[\frac{1}{2 * \pi * R_i * L * h_i} + \frac{\ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2 * \pi * k_{ais} * L} + \frac{\ln\left(\frac{R_o}{R_2}\right)}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{1}{2 * \pi * R_o * L * h_o} \right]}$$

Simplificando la expresión anterior obtenemos:

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{R_o}{R_i \cdot h_i} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_i}\right)}{k_a} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{k_{ais}} + \frac{R_o \cdot \ln\left(\frac{R_o}{R_2}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (3-20)$$

$$k_a = 60 \frac{W}{m^{\circ}C}. \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996})$$

$$k_{ais} = 0.033 \frac{W}{m^{\circ}C} \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996})$$

$$h_o = 2.8 + 3 V_{wind} \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \quad (\text{INCROPERA \& DEWITT, 1996}) \quad (3-21)$$

$$h_o = 6.4 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Para poder determinar el coeficiente de convección interno h_i se sigue el siguiente procedimiento:

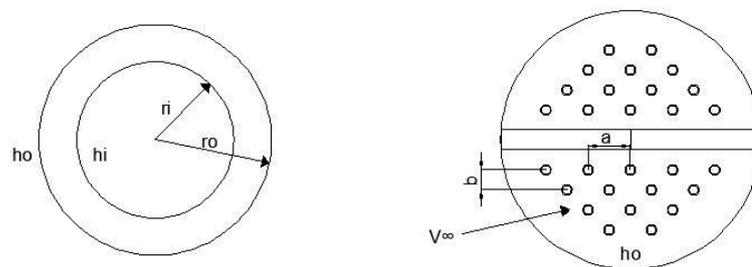


Figura 37.- Parámetros utilizados para el cálculo del coeficiente de convección interno.

- De la Tabla 8.1 "Coeficientes totales globales de transferencia de calor para varias aplicaciones" de BEEK, el coeficiente global de transferencia de calor agua otros líquidos varía de 200 a 1000 $\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$ (Kreith & Bohn, Principios de Transferencia de calor Sexta Edición, Pag. 495, 2001).

- Utilizando un procedimiento de cálculo para haces de tubos en flujo transversal se recurre a la siguiente ecuación (PITTS & SISSOM, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor Pag. 172, 1979):

$$\frac{\bar{h}_o * D}{k} = C_1 * (Rey_{max})^n \quad (3-22)$$

- Para distribución triangular se utiliza la siguiente ecuación (PITTS & SISSOM, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor Pag. 172, 1979):

$$Rey_{max} = \frac{V_{max} * D}{\gamma_f} \quad (3-23)$$

$$MIN \left\{ \begin{array}{l} \frac{a-D}{2} \\ \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D \end{array} \right. \quad (3-24)$$

$$a = 0.126 \text{ m}$$

$$b = 0.06 \text{ m}$$

$$D = 0.03175 \text{ m}$$

$$MIN \left\{ \begin{array}{l} \frac{0.126 - 0.03175}{2} = 0.047 \\ \sqrt{\left(\frac{0.126}{2}\right)^2 + 0.06^2} - 0.03175 = 0.055 \end{array} \right.$$

Por lo tanto el valor mínimo a utilizar sería $MIN = 0.047$

$$V_{max} = \frac{V_{\infty} * a}{2 MIN} \quad (3-25)$$

- Para flujos de agua en tuberías la V_{∞} tiene que ser $\geq 1 \frac{m}{s}$ (Kern, 1950)
- Pero por estudios realizados y datos tomados experimentalmente en los últimos años V_{∞} en convección natural es $5 \frac{cm}{s}$
- Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación (3-25) :

$$V_{max} = \frac{0.05 * 126}{2 * 47}$$

$$V_{max} = 0.067 \frac{m}{s}$$

- Se calcula la temperatura media volumétrica (INCROPERA & DEWITT, 1996):

$$Tb = \frac{T_{red} + T_{sat}}{2}$$

$$Tb = \frac{18 + 92}{2}$$

$$Tb = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Para calcular γ_f a $55 \text{ } ^\circ\text{C}$ se obtiene lo siguiente:

$$\gamma_{f_{55}} = \frac{0.0504 * 10^{-3}}{985.2}$$

$$\gamma_{f_{55}} = 5.11 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

- Ahora se reemplaza en la ecuación (3-23) todos los valores obtenidos:

$$Re_{y_{max}} = \frac{0.067 * 0.03175}{5.11 * 10^{-7}}$$

$$Re_{y_{max}} = 4171.07$$

- Para encontrar el valor de n y C_1 recurrimos la Tabla 7.7 del libro de Pitts con las siguientes relaciones (PITTS & SISSOM, Teoria y Problemas de Transferencia de Calor, Pag. 175, 1979):

$$\frac{a}{b} = \frac{126}{31.75} = 3.96 \approx 3$$

$$\frac{b}{D} = \frac{60}{31.75} = 1.88 \approx 2$$

- Por lo tanto los valores encontrados para n y C_1 son.

$$n = 0.57$$

$$C_1 = 0.449$$

$$k = 0.649 \frac{W}{m^{\circ}K} \quad (\text{Çengel, Termodinámica, 2012})$$

- Finalmente se reemplaza los valores en la ecuación (3-22) para poder encontrar el coeficiente de convección interno:

$$\frac{\bar{h}_o * 0.03175}{0.649} = 0.449 * (4171.07)^{0.57}$$

$$\bar{h}_o = 1061.22 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

- Reemplazando los valores en la ecuación (3-20) para poder encontrar el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{0.405}{0.388 * 1061.22} + \frac{0.405 * \ln\left(\frac{0.394}{0.388}\right)}{60} + \frac{0.405 * \ln\left(\frac{0.404}{0.394}\right)}{0.033} + \frac{0.405 * \ln\left(\frac{0.405}{0.404}\right)}{60} + \frac{1}{6.4} \right]}$$

$$U_o = 2.15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo del calor perdido se utiliza la ecuación (3-11):

$$\begin{aligned} Q_P &= U_o A_o (T_i - T_a) \\ A_o &= \pi * D_o * L \\ A_o &= \pi * 0.81 * 1.020 \\ A_o &= 2.6 \text{ m}^2 \\ Q_P &= 2.15 * 2.6 * (92 - 22) \\ Q_P &= 391.3 \end{aligned} \quad (3-26)$$

Ahora se calcula el calor neto:

$$\begin{aligned} Q_N &= Q_U + Q_P \\ Q_N &= 14.21 + 0.3913 \\ Q_N &= 14.6 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3-27)$$

3.1.6 ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

3.1.6.1 DETERMINACION DEL NUMERO DE TUBOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

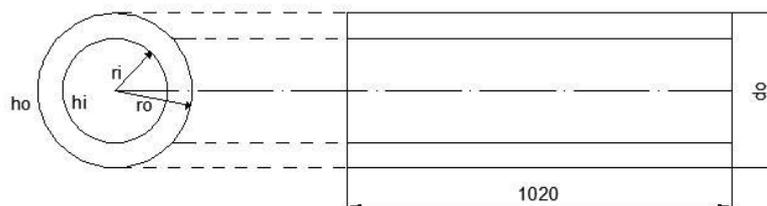


Figura 38.- Parámetros generales de los tubos del intercambiador de calor.

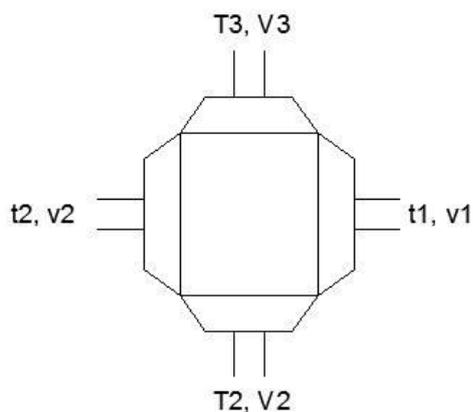


Figura 39.- Temperaturas y velocidades que interviene en el intercambiador de calor.

$$Q = U * A * N * F * \Delta T_{ml} \quad (3-28)$$

donde:

Q = Calor Necesario.

U = Coeficiente de transferencia de calor aceite-agua.

A = Área unitaria de los tubos.

N = Número de tubos.

F = Factor de Corrección.

ΔT_{ml} = Media logarítmica de temperaturas.

Para el cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas se utiliza los parámetros que se muestran en la Figura 40 y la siguiente ecuación:

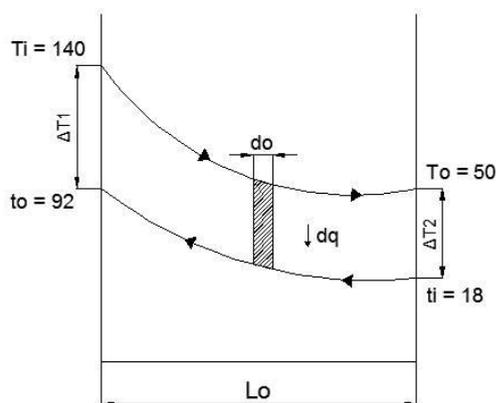


Figura 40.- Perfil de temperaturas del fluido dentro del tubo.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3-29)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{48 - 32}{\ln\left(\frac{48}{32}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 39.46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para determinar el factor de corrección se debe calcular los factores Z y P, para posterior utilizarlos en la Figura 10.9 del libro de Pitts (PITTS & SISSOM, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, 1979).

$$Z = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (3-30)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (3-31)$$

$$Z = \frac{140 - 50}{92 - 18} = 1.21$$

$$P = \frac{92 - 18}{140 - 18} = 0.60$$

Utilizando Z, P y la Figura 10.9 se debe llegar a obtener el factor de corrección que es el siguiente:

$$F = 0.78$$

El área del tubo está dada por:

$$A_0 = \pi * d_o * L \quad (3-32)$$

$$A_0 = \pi * 0.03175 * 1.020$$

$$A_0 = 0.10 \text{ m}^2$$

$$r_i = 0.01317 \text{ m}$$

$$r_o = 0.01587 \text{ m}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor mediante resistencias térmicas en el tubo:

$$R_i = \frac{1}{2 * \pi * r_i * L * h_i} \quad (3-33)$$

$$R_a = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_a * L} \quad (3-34)$$

$$R_o = \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * h_o} \quad (3-35)$$

$$U_o = \frac{1}{A_o * \sum R_t}$$

$$U_o = \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * \left[\frac{1}{2 * \pi * r_i * L * h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * h_o} \right]}$$

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{r_o}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_o \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_o} \right]} \quad (3-36)$$

Para la velocidad del fluido con la que se mueve dentro del tubo se toma como referencia lo que dice KERN para el agua, esta tiene que ser $\geq 1 \frac{m}{s}$, pero también hay que basarse en el Código Técnico de la Construcción CTE: H3 donde especifica que dicha velocidad es $\leq 2.5 \frac{m}{s}$.

De acuerdo con lo anteriormente indicado, para la velocidad de un fluido en el interior de los tubos se tiene un rango que varía entre:

$$1 \leq v \leq 2.5 \quad \frac{m}{s} \quad (3-37)$$

Para diseñar la tubería se considera el valor mínimo que corresponde a 1 m/s, tomando en cuenta la referencia de KERN para el caso del agua, su velocidad debe ser superior al valor indicado anteriormente para reducir la presencia de incrustaciones y cal.

$$v = 1 \quad \frac{m}{s}$$

$$d_i = 0.02634$$

$$d_o = 0.03174$$

$$Tb = \frac{140 + 50}{2} = 95 \text{ } ^\circ C$$

De la Tabla b.3 de Pitts se utiliza las propiedades del aceite de motor (PITTS & SISSOM, Teoria y Problemas de Transferencia de Calor, Tabla b.3 , Pag. 313, 1979):

$$\gamma f_{95} = 2.03 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$k = 0.1366 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$Pr = 276$$

$$Re_{di} = \frac{1 * 0.02634}{2.03 * 10^{-5}}$$

$$Re_{di} = 1297.53 \quad (\text{Régimen Laminar})$$

Para calcular el coeficiente de convección interno se utiliza la siguiente expresión (PITTS & SISSOM, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, 1979):

$$\frac{h_i * D}{k} = 4.364 \quad (3-38)$$

$$h_i = \frac{4.364 * 0.1366}{0.03174}$$

$$h_i = 18.78 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Reemplazando los valores en la ecuación (3-36) se obtiene:

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{0.01587}{0.01317 * 18.78} + \frac{0.01587 * \ln\left(\frac{0.01587}{0.01317}\right)}{60} + \frac{1}{6.4} \right]}$$

$$U_o = 4.53 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Utilizando la tabla 8.1 de BEEK "Coeficientes totales globales de transferencia de calor para varias aplicaciones" se debe utilizar el valor de baño de aceite para calentamiento que varía entre 25-500 (Kreith & Bohn, Principios de Transferencia de calor Sexta Edición, Pag. 495, 2001):

Por cuestiones de diseño tomaremos el valor de $U = 160 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$.

Se reemplaza los valores encontrados en la ecuación (3-28)

$$Q = U * A * N * F * \Delta T_{ml}$$

$$14600 = 160 * 0.2 * N * 0.78 * 39.46$$

$$N = 14.27 \quad \approx \quad 14 \text{ tubos}$$

3.1.6.2 EFECTIVIDAD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (3-39)$$

donde:

ε_h = Efectividad del intercambiador de calor.

T_{hi} = Temperatura de entrada del fluido caliente.

T_{ho} = Temperatura de salida del fluido caliente.

T_{ci} = Temperatura de entrada del fluido frio.

$$\varepsilon_h = \frac{140 - 50}{140 - 18}$$

$$\varepsilon_h = 0.7377$$

Por lo tanto se tiene una efectividad del intercambiador de calor del 73.77 %.

3.1.7 ESTADO TRANSITORIO.

3.1.7.1 BALANCE DE ENERGIA.

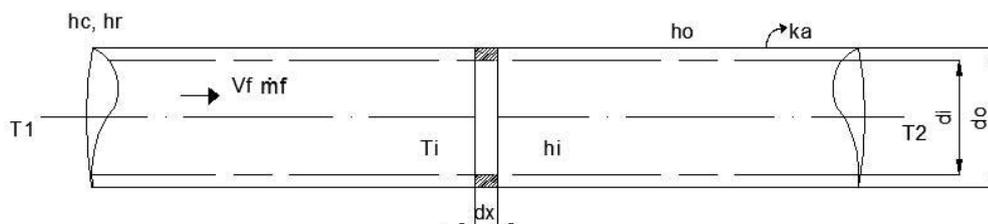


Figura 41.- Parámetros de estado transitorio en el tubo.

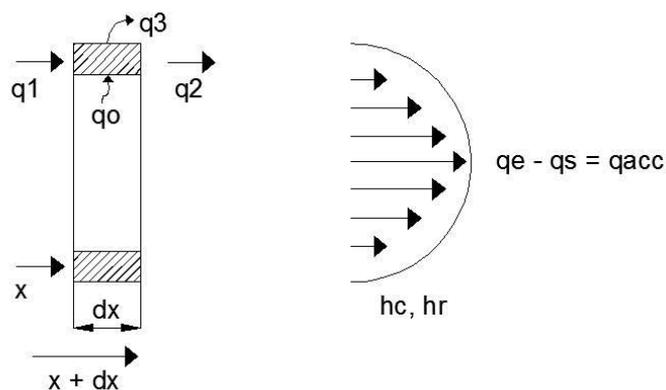


Figura 42.- Diferencial escogido para el análisis del estado transitorio.

El balance de energía del diferencial escogido sería el siguiente:

$$q_0 + q_1 - q_2 - q_3 = q_{acc} \quad (3-40)$$

Ahora hay que analizar cada calor por separado y se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$q_1 = -k * A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3-41)$$

$$q_2 = -k * A \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (-k * A \frac{\partial T}{\partial x}) \partial x \quad (3-42)$$

$$q_3 = h_o * A_o (T - T_o) \quad (3-43)$$

$$A_o = \pi * d_o dx \quad (3-44)$$

$$q_o = h_i * A_i (T_i - T) \quad (3-45)$$

$$A_i = \pi * d_i dx \quad (3-46)$$

$$q_{acc} = \rho * Cp * A * dx \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3-47)$$

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \quad (3-48)$$

Se reemplaza cada calor por separado en la ecuación (3-40) resulta:

$$\begin{aligned} -k * A \frac{\partial T}{\partial x} + h_i * A_i (T_i - T) + k * A \frac{\partial T}{\partial x} + k * A \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx - h_o * A_o (T - T_o) \\ = \rho * Cp * A * dx \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned}$$

$$k * A \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx + h_i * A_i (T_i - T) - h_o * A_o (T - T_o) = \rho * Cp * A * dx \frac{\partial T}{\partial t}$$

Sustituyendo las áreas y eliminando dx:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{h_i \cdot \pi \cdot d_i}{k \cdot A} \cdot (T_i - T) - \frac{h_o \cdot \pi \cdot d_o}{k \cdot A} \cdot (T - T_o) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3-49)$$

donde:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$$

3.1.7.2 BALANCE DE ENERGIA CON EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

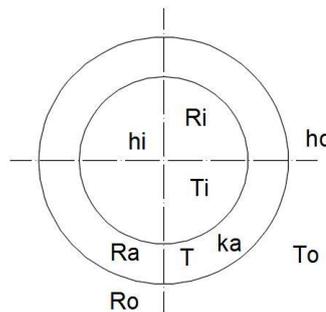


Figura 43.- Diagrama con parámetros del tubo.

Primero se debe determinar el coeficiente global de transferencia de calor (U_L) para los tubos.

$$U = \frac{1}{A \cdot \sum R_t}$$

La resistencia térmica interna:

$$R_i = \frac{1}{2 * \pi * r_i * L * h_i}$$

donde:

$$h_i = h_{ci} + h_{ri}$$

$$A_i = 2 * \pi * r_i * L$$

La resistencia térmica del acero:

$$R_a = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_a * L}$$

La resistencia térmica externa:

$$R_o = \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * h_o}$$

donde:

$$h_o = h_{co} + h_{ro}$$

$$A_o = 2 * \pi * r_o * L$$

$$U_L = \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * \left[\frac{1}{2 * \pi * r_i * L * h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 * \pi * k_a * L} + \frac{1}{2 * \pi * r_o * L * h_o} \right]}$$

$$U_o = \frac{1}{\left[\frac{r_o}{r_i * h_i} + \frac{r_o * \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_o} \right]}$$

Reemplazando los respectivos valores ya antes calculados en la ecuación anterior se obtiene:

$$U_L = \frac{1}{\left[\frac{0.01587}{0.01317 * 18.78} + \frac{0.01587 * \ln\left(\frac{0.01587}{0.01317}\right)}{60} + \frac{1}{6.4} \right]}$$

$$U_L = 4.53 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Utilizando la tabla 8.1 de BEEK "Coeficientes totales globales de transferencia de calor para varias aplicaciones " se toma el valor de baño de aceite para calentamiento que varía entre 25-500 (Kreith & Bohn, Principios de Transferencia de calor Sexta Edición, Pag. 495, 2001):

Por cuestiones de diseño se escoge el valor de $U = 160 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

Reemplazando las variables en la ecuación (3-49):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{U_L * \pi * d_o}{k * A} * (T - T_o) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$$

$$(T - T_o) = \theta$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - \frac{U_L * \pi * d_o}{k * A} * \theta = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

$$\alpha = \frac{ka}{\rho * Cp}$$

$$k_1 = \frac{U_L * \pi * d_o}{k * A}$$

$$k_2 = \frac{1}{\alpha}$$

Ahora se debe reemplazar las variables k_1 y k_2 para obtener la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - k_1 * \theta = k_2 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3-50)$$

Calculando los valores de k_1 y k_2 :

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

$$A = 7.912 * 10^{-4}$$

$$k_1 = \frac{160 * \pi * 0.03174}{60 * (7.912 * 10^{-4})}$$

$$k_1 = 336.064$$

De la tabla B-1 del libro Transferencia de Calor de Pitts se toma los valores de las propiedades de los metales (PITTS & SISSOM, Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Tabla B-1 Propiedades de los metales , Pag.306 , 1979):

$$\rho = 8400 \frac{kg}{m^3}$$

$$Cp = 460.24 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ K}$$

$$\alpha = \frac{ka}{\rho * Cp}$$

$$\alpha = \frac{60}{8400 * 460.24}$$

$$\alpha = 1.552 * 10^{-5}$$

$$k_2 = \frac{1}{\alpha}$$

$$k_2 = \frac{1}{1.552 * 10^{-5}}$$

$$k_2 = 64432.98$$

Reemplazando los valores calculados de k_1 y k_2 en la ecuación (3-50) para finalmente obtener la ecuación de estado transitorio:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 336.064 * \theta = 64432.98 \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3-51)$$

3.1.8 PERFIL DE TEMPERATURA.

Para obtener la ecuación para graficar el perfil de temperaturas se procede a resolver la ecuación diferencial (3-51) de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \theta &= f(x, t) = X * T \\ \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - 336.064 * \theta &= 64432.98 \frac{\partial \theta}{\partial t} \\ \theta' &= X' * T \\ \theta'' &= X'' * T \\ \dot{\theta} &= T' * X \end{aligned}$$

Por lo tanto la ecuación queda expresada de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} X'' * T - 336.064 X * T &= 64432.98 T' * X \\ X'' * T &= 64432.98 T' * X + 336.064 X * T \\ \frac{X''}{X} &= \frac{64432.98 T' + 336.064 T}{T} \end{aligned}$$

Cada miembro se lo debe tomar como una constante que se denota por $-\lambda^2$, no se puede tomar como λ^2 porque la solución que se obtiene no verifica la condición de cada par de valores de λ (MURRAY R., 1975).

$$\begin{aligned} 1) \quad \frac{X''}{X} &= -\lambda^2 \\ 2) \quad \frac{64432.98 T' + 336.064 T}{T} &= -\lambda^2 \end{aligned}$$

$$X'' = -\lambda^2 * X$$

$$X'' + \lambda^2 * X = 0$$

$$X = e^{mx}$$

$$X' = me^{mx}$$

$$X'' = m^2 e^{mx}$$

$$m^2 + \lambda^2 = 0$$

$$m = \pm\sqrt{-\lambda^2} = \pm\lambda_i$$

$$m_1 = \lambda_i$$

$$m_2 = -\lambda_i$$

$$X = A_o * e^{\lambda_i} + B_o * e^{-\lambda_i}$$

$$X = A_o * \cos \lambda x + B_o * \text{sen } \lambda x$$

$$64432.98 T' + 336.064 T = -\lambda^2 * T$$

$$64432.98 T' + T * (336.064 + \lambda^2) = 0$$

$$T' + \left(\frac{336.064 + \lambda^2}{64432.98} \right) * T = 0$$

$$k_3 = \left(\frac{336.064 + \lambda^2}{64432.98} \right)$$

$$T' + k_3 * T = 0$$

$$T = e^{rt}$$

$$T' = re^{rt}$$

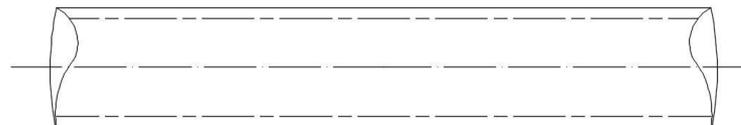
$$r + k_3 = 0$$

$$r = -k_3$$

$$T = e^{-k_3 t}$$

$$\theta = (A * \cos \lambda x + B * \text{sen } \lambda x) * c * e^{-k_3 t}$$

$$\theta = (A * \cos \lambda x + B * \text{sen } \lambda x) * e^{-k_3 t}$$



$$X = 0$$

$$T = T_0 = 25^\circ\text{C}$$

$$t = t_0$$

$$X = L$$

$$T = T_L = 70^\circ\text{C}$$

$$t = t_0$$

Figura 44.- Límites y valores del tubo.

$$\theta(0, t) = \theta(L, t) = 0$$

$$0 < X < L$$

$$t > 0$$

$$(A * \cos 0 + B * \text{sen } 0) * e^{-k_3 t} = 0$$

Si el $\cos 0$ es igual a 1 por lo tanto:

$$(B * \text{sen } \lambda x) * e^{-k_3 t} = 0$$

$$B * \text{sen } \lambda L = 0$$

Si $B \neq 0$

$$\text{sen } \lambda L = 0$$

$$m\pi = L\lambda$$

$$m = 0, 1, 2, \dots$$

$$\frac{m\pi}{L} = \lambda$$

Al remplazar el valor de L que vendría a ser la longitud total del tubo dentro del caldero se obtiene lo siguiente:

$$\lambda = \frac{m\pi}{1.02}$$

$$\theta = B \operatorname{sen} \lambda x * e^{-k_3 t}$$

$$\theta = B \operatorname{sen} \frac{m\pi}{1.02} x * e^{-k_3 t} \quad (3-52)$$

Ahora para poder resolver la ecuación (3-52) se utiliza las Series de Fourier.

$$A = 0$$

$$a_n = 0; B_n = \frac{2}{L} \int_0^L f(x) * \operatorname{sen} \frac{m\pi x}{L} dx$$

$$t = 0$$

$$\theta = \theta(x, t)$$

Dando el límite de temperatura que tenemos en x=0:

$$\theta = \theta(x, 0) = f(x) = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} B_n \operatorname{sen} \left(\frac{m\pi x}{L} \right) * e^{-k_3 t}$$

$$\theta(x, 0) = 25 = \sum_{m=1}^{\infty} B_n \operatorname{sen} \left(\frac{m\pi x}{L} \right) * e^0$$

$$B_n = \frac{2}{L} \int_0^L 25 \operatorname{sen} \left(\frac{m\pi x}{L} \right) dx$$

$$\frac{m\pi x}{L} = \phi$$

$$d\phi = \frac{m\pi}{L} dx$$

$$dx = \frac{L}{m\pi} d\phi$$

Se reemplaza en la integral el cambio de variable para obtener lo siguiente:

$$B_n = \frac{50}{L} \int_0^L \text{sen } \phi * d\phi * \frac{L}{m\pi}$$

$$B_n = \frac{50}{m\pi} \int_0^L \text{sen } \phi * d\phi$$

$$B_n = -\frac{50}{m\pi} \cos \phi \Big|_0^L$$

$$B_n = -\frac{50}{m\pi} (\cos L - \cos 0)$$

$$\cos 0 = 1$$

Por lo tanto

$$B_n = \left(\frac{1 - \cos m\pi}{m\pi} \right) * 50$$

$$\theta(x, t) = 50 * \sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{1 - \cos m\pi}{m\pi} \right) * \text{sen} \left(\frac{m\pi x}{L} \right) * e^{-k_3 t}$$

Finalmente se resuelve la sumatoria para obtener la ecuación final que va a ser graficada para el perfil de temperaturas.

$$\theta(x, t) = 50 \left\{ \frac{2}{\pi} * \text{sen} \left(\frac{\pi}{L} \right) * x e^{-k_3 t} + 0 + \frac{2}{3\pi} * \text{sen} \left(\frac{3\pi}{L} \right) * x e^{-k_3 t} \dots \right\} \quad (3-53)$$

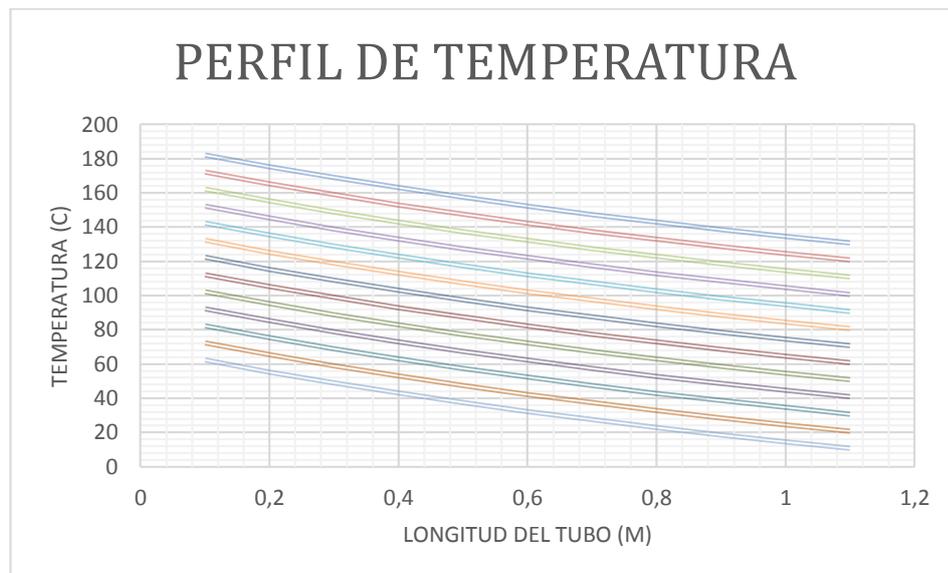


Figura 45.- Perfil de temperatura.

3.2 SELECCIÓN DEL FLUIDO TERMICO.

3.2.1 ANALISIS DE LOS TIPOS DE FLUIDOS TERMICOS.

El tipo de fluido térmico a ser seleccionado tiene varias características las cuales son: estabilidad térmica, resistencia a la oxidación, temperaturas de operación, transmisión de calor, viscosidad, circulación forzada y otros.

A continuación se presentan las alternativas a ser evaluadas.

- **Alternativa 1:** Aceite Repsol 4 5W30 (Ver Anexo 1).
- **Alternativa 2:** Aceite Shell Heat Transfer Oil S₂ (Ver Anexo 2).
- **Alternativa 3:** Aceite Repsol 5W30 (Ver Anexo 3).

3.2.2 PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS TERMICOS.

Entre las propiedades más importantes del fluido térmico se tienen las siguientes:

3.2.2.1 ESTABILIDAD TÉRMICA

La temperatura no afecta mayormente a sus propiedades ya sea está muy alta o muy baja.

3.2.2.2 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Esta propiedad se refiere a que el fluido térmico puede ser utilizado como un medio de transmisión de calor haciéndolo a un bajo valor del número de Pr.

3.2.2.3 TEMPERATURA DE OPERACIÓN

Esta temperatura debe ser tomada muy en cuenta ya que es recomendable hacer trabajar al fluido en el rango de temperatura que especifica la ficha técnica o el fabricante del mismo.

3.2.2.4 RESISTENCIA A LA OXIDACIÓN

Durante un periodo de tiempo el fluido térmico tiene la capacidad de mantener sus características intactas.

3.2.2.5 RIESGO DE INCENDIO

Los datos técnicos del fluido indican un punto de inflamación superior a la temperatura máxima de trabajo.

3.2.2.6 VISCOSIDAD

Es la capacidad que tiene el fluido térmico para oponerse a las deformaciones tangenciales al mismo o para entrar en movimiento.

3.2.2.7 COSTO

Es la cantidad de dinero que se tiene que gastar por una unidad de volumen del fluido

3.2.2.8 ECONOMÍA

Es todo los costos que intervienen o que son afectados por la selección del fluido térmico, ya que en base al mismo se tiene que adquirir otros elementos que nos ayuden a lograr una máxima eficiencia funcional como son bombas, tuberías, acoples, válvulas, instrumentación etc.

3.2.2.9 EFECTOS MEDIO AMBIENTALES

Primero que no afecte al medio ambiente si llegara a ocurrir un derrame y segundo que tenga la capacidad de ser reciclado.

3.2.3 EVALUACIÓN DEL ACEITE PARA CADA CRITERIO

Para realizar una correcta selección del fluido térmico se debe analizar cada una de las opciones con las características anteriormente citadas, basándose en el método ordinal corregido de criterios ponderados (Romeva & Carles, 2002).

3.2.4 CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Tabla 2

Criterios de evaluación para la selección de aceite.

CRITERIO	Estabilidad térmica	Conductividad térmica	Temperatura de operación	Resistencia a la oxidación	Riesgo de incendio	Viscosidad	Costo	Economía	Amigable	$\Sigma+1$	Ponderación
Estabilidad térmica		0	1	0	0	0,5	0	0	0	2,5	0,07
Conductividad térmica	0,5		1	0	0,5	1	0	1	0,5	5,5	0,15
Temperatura de operación	0	0		0	0,5	0	0,5	0	0	2	0,05
Resistencia a la oxidación	0,5	0	0		0	0,5	0	0	0	2	0,05
Riesgo de incendio	0,5	0,5	1	1		1	1	1	0,5	7,5	0,20
Viscosidad	1	0	1	0,5	0		0,5	0,5	0,5	5	0,13
Costo	0,5	0,5	1	1	0	0,5		0,5	0	5	0,13
Economía	0	1	1	1	0	0,5	0,5		0	5	0,13
Ambiente	0,5	0	0,5	0,5	0	0	0,5	0		3	0,08
SUMA										37,5	1,00

De la Tabla 2 se llega a las siguientes conclusiones:

Riesgo de incendio > Conductividad térmica >
 (Viscosidad=Costo=Economía) > Ambiente > Estabilidad térmica
 >(Temperatura de operación=Resistencia a la oxidación)

3.2.5 EVALUACIÓN DE CARACTERÍSTICAS DEL ACEITE

Tabla 3

Evaluación característica Estabilidad térmica.

ESTABILIDAD TÉRMICA	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,33
SUMA				6	1

De la Tabla 3 se obtiene la siguiente conclusión:

Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 3

Tabla 4

Evaluación característica Conductividad térmica.

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0.17
Alternativa 2	1		1	3	0.5
Alternativa 3	1	0		2	0.33
SUMA				6	1

De la Tabla 4 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 1

Tabla 5**Evaluación característica Temperatura de operación.**

TEMPERATURA DE OPERACIÓN	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa 3	0,5	0,5		2	0,33
SUMA				6	1

De la Tabla 5 se obtiene la siguiente conclusión:

Alternativa 1 = Alternativa 2 = Alternativa 3

Tabla 6**Evaluación característica Resistencia a la oxidación.**

RESISTENCIA OXIDACIÓN	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,46
Alternativa 2	0		0,5	1,5	0,23
Alternativa 3	0	1		2	0,31
SUMA				6,5	1

De la Tabla 6 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 1 > Alternativa 3 > Alternativa 2

Tabla 7**Evaluación característica Riesgo de incendio.**

RIESGO INCENDIO	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	2	0.33
Alternativa 2	1		1	3	0.5
Alternativa 3	0	0		1	0.17
SUMA				6	1

De la Tabla 7 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3

Tabla 8**Evaluación característica Viscosidad.**

VISCOSIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	0	1	0.17
Alternativa 2	1		1	3	0,5
Alternativa 3	0	1		2	0,33
SUMA				6	1

De la Tabla 8 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 1

Tabla 9**Evaluación característica Costo.**

COSTO	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0,33
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	1	1		3	0,5
SUMA				6	1

De la Tabla 9 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 10**Evaluación característica Economía.**

ECONOMÍA	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0	2	0,33
Alternativa 2	0		0	1	0,17
Alternativa 3	1	1		3	0,5
SUMA				6	1

De la Tabla 10 se llega a la siguiente conclusión:

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 11

Evaluación característica efectos medio ambientales

AMBIENTE	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0.5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0.5		0	1.5	0,25
Alternativa 3	1	1		3	0,50
SUMA				6	1

De la Tabla 11 se obtiene la siguiente conclusión:

Alternativa 3 > (Alternativa 1 = Alternativa 2)

3.2.6 ELABORACION DE LA TABLA DE CONCLUSIONES.

Tabla 12

Conclusiones para la selección del aceite.

CRITERIO	Estabilidad térmica	Conductividad térmica	Temperatura de operación	Resistencia a la oxidación	Riesgo de incendio	Viscosidad	Costo	Economía	Ambiente	Σ	Ponderación
Alternativa 1	0.0231	0.0255	0.0165	0.023	0.066	0.0221	0.0429	0.0429	0.02	0.282	3
Alternativa 2	0.0231	0.075	0.0165	0.0115	0.1	0.065	0.0221	0.0221	0.02	0.3553	1
Alternativa 3	0.0231	0.0495	0.0165	0.0155	0.034	0.0429	0.065	0.065	0.04	0.351	2

Según el análisis de datos de la Tabla 12 la alternativa 2 es la seleccionada como nuestro fluido térmico.

A continuación se enlistan los parámetros generales del Aceite Shell Heat Transfer Oil S2.

- Densidad a 15°C = 866.25 Kg/m³
- Viscosidad a 40 °C = 25 mm²/s
- Punto de inflamación = 220 °C
- Evita la formación de lodos y de depósitos producidos por el hollín a altas temperaturas.
- Excelente resistencia a la pérdida de viscosidad.
- Alta resistencia a la oxidación.
- Reducido contenido en cenizas.
- Mayor conservación del medio ambiente que lubricantes convencionales.

3.3 DISEÑO MECANICO DE LA PARTE TERMICA

El diseño realizado de los elementos que componen e intervienen en la operación del caldero toma un papel importante ya que se debe asegurar todas las condiciones del diseño térmico y también se debe considerar los requerimientos de operación necesarios para el correcto funcionamiento del caldero.

Los cálculos del diseño mecánico están basados en el CODIGO ASME sección I, IV, VIII.

- SECCION I. Referente a potencia de calderas.
- SECCION IV. Referente a calderas para calefacción.
- SECCION VIII. Referente a recipientes a presión.

3.3.1 TANQUE.

Para el cálculo inicial de los elementos del caldero se necesitan todos los parámetros necesarios para el correcto diseño del mismo que a continuación se detallan:

- Diámetro interior = 30 pulg.
- Presión de operación = 80 psi
- Temperatura de trabajo = 300° F
- Material: ASTM A36
- Corrosión Admisible = 1/8 pulg.
- Nivel de líquido = 100%
- Eficiencia de la junta:
- Cuerpo = 0.7 (NONE)
- Conexiones = 1 (FULL)

3.3.1.1 PRESION DE DISEÑO

Para realizar el cálculo de la presión de diseño se utiliza la siguiente ecuación (ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Sección VIII División 1 parte UG-21, 2010):

$$Pd = Po + (1.1Po \text{ o } 30psi) + P_{columna \text{ de líquido}} \quad (3-54)$$

donde:

P_d = Presión de Diseño.

P_o = Presión de operación.

$P_{columna \text{ de líquido}}$ = Presión ejercida por el fluido en el interior del caldero.

$$P_{columna \text{ de líquido}} = \emptyset \text{ pulg} * \frac{0.433 \text{ psi}}{1 \text{ pulg}} \quad (3-55)$$

$$P_{columna\ de\ liquido} = 1.08\ psi$$

Ahora para calcular la presión de diseño se debe tomar en consideración si se va a sumar el 10% de la presión de operación o 30 psi, de acuerdo a lo norma ASME sección VIII:

Si:

$P_o \geq 300\ psi$ se debe sumar el 10%

$P_o \leq 300\ psi$ se debe sumar 30 psi

De acuerdo a este diseño se tiene un presión de operación de 80 psi por lo cual se debe sumar 30 psi en el cálculo de la presión de diseño (ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Sección VIII División 1 parte UG-21, 2010).

$$Pd = P_o + 30\ psi + P_{columna\ de\ liquido} \quad (3-56)$$

$$Pd = 80\ psi + 30\ psi + 1.08\ psi$$

$$Pd = 111.08\ psi$$

3.3.1.2 CALCULO DEL ESPESOR DEL CUERPO DEL CALDERO.

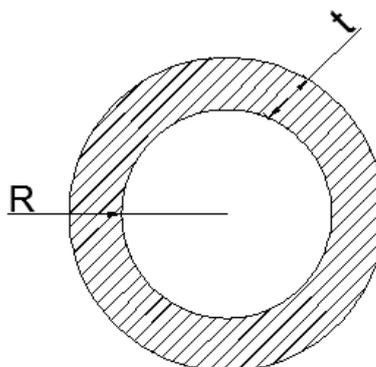


Figura 46.- Radio y espesor del cuerpo del caldero.

$$t_{\text{cuerpo}} = \frac{Pd*(R+CA)}{S*E-0.6*Pd} + CA \quad (3-57)$$

donde:

t_{cuerpo} = Espesor del cuerpo del caldero.

R = Radio interno del caldero.

S = Valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material.

E = eficiencia de la Junta (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag 18, 2001)

$$t_{\text{cuerpo}} = \frac{111.08 \text{ psi} * (15 \text{ pulg} + \frac{1}{8} \text{ pulg})}{20000 \text{ psi} * 0.7 - 0.6 * 111.08 \text{ psi}} + \frac{1}{8} \text{ pulg}$$

$$t_{\text{cuerpo}} = 0.245 \text{ pulg}$$

$$\text{Espesor comercial} = \frac{1}{4} \text{ pulg} \approx 6 \text{ mm}$$

3.3.1.3 MAXIMA PRESION ADMISIBLE DE TRABAJO

Para el cálculo de la MAWP se tiene la siguiente ecuación (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag 18, 2001):

$$MAWP = \frac{S*E*t}{R+0.6*t} \quad (3-58)$$

$$MAWP = \frac{20000 \text{ psi} * 0.7 * \frac{1}{4} \text{ pulg}}{15 + 0.6 * \frac{1}{4} \text{ pulg}}$$

$$MAWP = 231 \text{ psi}$$

3.3.1.4 PRUEBA HIDROSTATICA

Para calcular la presión de la prueba hidrostática se utiliza la siguiente expresión (ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Sección VIII División 1 parte UG-99, 2010) :

$$P_h = 1.3 * MAWP * \frac{S_p}{S_d} \quad (3-59)$$

donde:

Sp = Valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material para prueba.

Sd = Valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material en diseño.

$$P_h = 1.3 * 231 \text{ psi} * \frac{20000 \text{ psi}}{20000 \text{ psi}}$$

$$P_h = 300.3 \text{ psi}$$

3.3.2 CALCULO DE ESPESOR DE LOS TUBOS.

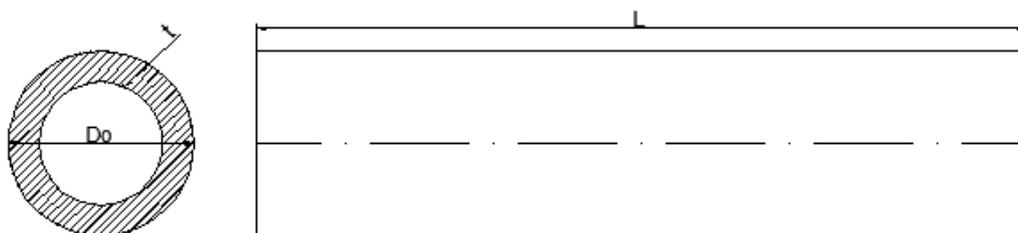


Figura 47.- Radio espesor y longitud de los tubos.

Los tubos están contruidos de material ASTM A36 diámetro 1 ¼ pulg cedula 40.

Según la norma ASME sección IV el mínimo espesor para los tubos es de 0.095 pulg lo que comercialmente equivale a 1/8 pulg (ASME, Código ASME Sección IV, 2010) .

3.3.2.1 COMPROBACION DE TUBOS POR PRESION EXTERNA.

t = Espesor del tubo.

L = Longitud del tubo.

h = Radio interno del tubo

Do = Diámetro exterior.

Pa = Presión máxima externa de trabajo calculada para el valor de t escogido.

B = Factor determinado del cuadro de materiales aplicable para la máxima presión y temperatura.

$$t = 1/8 \text{ pulg}$$

$$\frac{L}{Do} \quad (3-60)$$

$$\frac{L}{Do} = \frac{40.157}{1.5} = 26.77$$

$$\frac{Do}{t} \quad (3-61)$$

$$\frac{Do}{t} = \frac{1.5}{0.125} = 12$$

De la norma ASME se obtiene el valor de B (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Sección IV Figura HG 312.1, 2010).

$$B = 12000$$

$$Pa = \frac{B}{\frac{Do}{t}} \quad (3-62)$$

$$Pa = \frac{B}{\frac{Do}{t}} = \frac{12000}{12} = 1000 \text{ psi}$$

$$Pa > P \text{ cumple}$$

3.3.3 DISEÑO DE LA PLACA PORTA TUBOS.

Para el diseño de la placa porta tubos se toma un espesor de 5/16 de acuerdo la norma ASME sección I que determina ese espesor como mínimo para placas porta tubos (ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Seccion I , 2010).

3.3.3.1 COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DE LA PLACA PORTATUBOS.

Para comprobación del diseño de la placa porta tubos se basa en la norma ASME sección I para lo cual se parte calculando las siguientes áreas (ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Seccion I , 2010).

- Área transversal del tubo (a) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162)

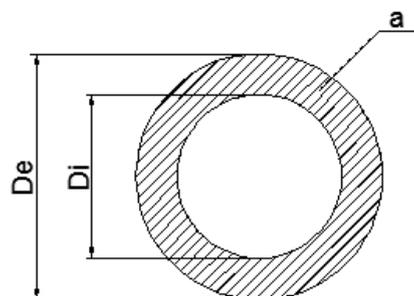


Figura 48.- Sección transversal de la tubería.

$$a = \frac{\pi * de^2}{4} - \frac{\pi * di^2}{4} \quad (3-63)$$

donde:

de = Diámetro exterior.

di = Diámetro interior.

$$a = \frac{\pi * (1.25 \text{ pulg})^2}{4} - \frac{\pi * (0.63 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$a = 0.918 \text{ pulg}^2$$

- Área Transversal interna del casco (A) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162)

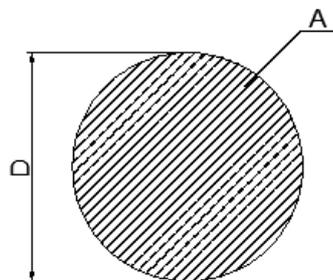


Figura 49.- Área transversal interna del cuerpo.

D = Diámetro del cuerpo del caldero = 30 pulg

$$A = \frac{\pi}{4} * D^2 \quad (3-64)$$

$$A = 706.85 \text{ in}^2$$

- Área transversal de los agujeros de la placa porta tubos (C) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162)

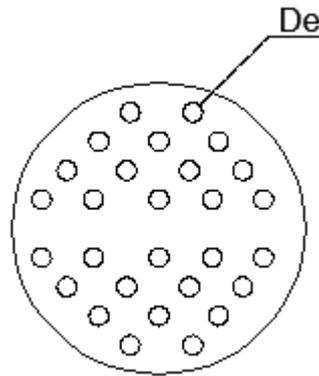


Figura 50.- Área transversal de la placa porta tubos.

$$C = \frac{\pi}{4} * de^2 * n \quad (3-65)$$

donde:

de = Diámetro de los tubos.

n = número de tubos

$$C = \frac{\pi}{4} * (1.25\text{pulg})^2 * 28$$

$$C = 34.36 \text{ pulg}^2$$

- Área transversal del cuerpo (B) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162)

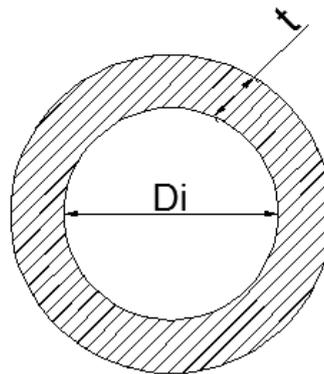


Figura 51.- Área transversal del cuerpo.

$$B = \pi * (D_i + t) * t \quad (3-66)$$

$$B = \pi * \left(30 \text{ pulg} + \frac{1}{4} \text{ pulg} \right) * \frac{1}{4} \text{ pulg}$$

$$B = 23.75 \text{ pulg}^2$$

3.3.3.2 DEFLEXIÓN O EFICIENCIA DEL LIGAMENTO (η) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162).

$$\eta = \frac{A-C}{A} \quad (3-67)$$

$$\eta = \frac{706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2}{706.85 \text{ pulg}^2}$$

$$\eta = 0.95$$

$$Q = \frac{E_t * \eta * a}{E_s * B} \quad (3-68)$$

donde:

E_t = Modulo de elasticidad del tubo.

E_s = Modulo de elasticidad del cuerpo.

$$Q = \frac{29700 \text{ ksi} * 28 * 0.918 \text{ pulg}^2}{29700 \text{ ksi} * 24.36 \text{ pulg}^2}$$

$$Q = 1.055$$

3.3.3.3 PRESION DIFERENCIAL (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 162)

$$P = P1 - P2 - \frac{P2 * n * a}{A - C} \quad (3-69)$$

donde:

P1 = Presión externa de los tubos.

P2 = Presión interna de los tubos.

$$P = 80 \text{ psi} - 20 \text{ psi} - \frac{20 \text{ psi} * 28 * 0.918 \text{ pulg}^2}{706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2}$$

$$P = 59.23 \text{ psi}$$

3.3.3.4 EXPANSION DIFERENCIAL (γ) (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 163)

$$\gamma = \alpha_t * \theta_t - \alpha_s * \theta_t \quad (3-70)$$

donde:

α_t = Coeficiente de expansion termica del cuerpo.

θ_t = Temperatura del cuerpo.

α_s = Coeficiente de expansion termica de los tubos.

θ_t = Temperatura de los tubos.

$$\gamma = \left(6.862 * 10^{-6} \frac{\text{pulg}}{\text{pulg} * ^\circ\text{F}} * 300^\circ\text{F} \right) - \left(6.862 * 10^{-6} \frac{\text{pulg}}{\text{pulg} * ^\circ\text{F}} * 320^\circ\text{F} \right)$$

$$\gamma = -1.372 * 10^{-4} \approx 0$$

3.3.3.5 PRESION DIFERENCIAL EFECTIVA (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Editon Pag. 163)

$$P_e = P + \gamma * \frac{Et*n*a}{A-C} \quad (3-71)$$

$$P_e \approx P = 59.23 \text{ psi}$$

3.3.3.6 FACTOR DIMENSIONAL KR (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Editon Pag. 163)

$$kR = 1.08 * \left[\frac{Et*n*a}{L*(h)^3 * E_s*(A-C)} \right]^{\frac{1}{4}} * D \quad (3-72)$$

$$kR = 1.08 * \left[\frac{29700 \text{ ksi} * 28 * 0.918 \text{ pulg}^2}{40.157 * (0.315 \text{ pulg})^3 * 29700 \text{ ksi} * (706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2)} \right]^{\frac{1}{4}} * 30 \text{ pulg}$$

$$kR = 13.53$$

Con el cálculo de kR se obtiene los valores correspondientes de G1, G2, G3, G4 de la Tabla 1 del libro de Design of process Equipment, al ser un numero decimal se debe interpolar para encontrar los respectivos valores.

Tabla 13

Valores para G1, G2, G3 y G4.

kR	G1	G2	G3	G4
13.53	9.54	94.8	-0.795	9.89

Fuente: (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Editon Pag. 163).

3.3.3.7 MAXIMO ESFUERZO RADIAL EN LA PLACA (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 164)

$$P_{rmax} = \frac{[P_e - P_2 * \frac{A}{(A-C)} * Q]}{4 * [Q * G_1 + G_2]} * \left(\frac{D}{h}\right)^2 \quad (3-73)$$

$$P_{rmax} = \frac{\left[59.23 \text{ psi} - 20 \text{ psi} * \frac{706.85 \text{ pulg}^2}{(706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2)} * 1.055\right]}{4 * [1.055 * 9.54 + 94.8]} * \left(\frac{30 \text{ pulg}}{0.315 \text{ pulg}}\right)^2$$

$$P_{rmax} = 801.20 \text{ psi}$$

$P_{traccion\ placa\ acero\ ASTM\ A36} = 70000 \text{ psi}$ (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 187, 2001)

$$P_{rmax} < P_{traccion\ placas} \quad (3-74)$$

$$801.20 \text{ psi} < 70000 \text{ psi} \text{ Cumple}$$

3.3.3.8 MAXIMO ESFUERZO EN LOS TUBOS (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Pag. 164)

$$P_{rmax} = \left(\frac{A-C}{n*a}\right) * \left\{P - G_3 \frac{[P_e - P_2 * \frac{A}{(A-C)} * Q]}{(Q + G_4)}\right\} \quad (3-75)$$

$$P_{rmax} = \left(\frac{706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2}{28 * 0.918 \text{ pulg}^2}\right) * \left\{59.23 \text{ psi} + 0.795 \frac{\left[59.23 \text{ psi} - 20 \text{ psi} * \frac{706.85 \text{ pulg}^2}{(706.85 \text{ pulg}^2 - 34.36 \text{ pulg}^2)} * 1.055\right]}{(1.055 + 9.89)}\right\}$$

$$P_{rmax} = 1619.86 \text{ psi}$$

$P_{tubos\ acero\ ASTM\ A36} = 70000\ psi$ (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 187, 2001)

$$P_{rmax} < P_{traccion\ tubos}$$

$$1619.86\ psi < 70000\ psi\ Cumple$$

3.3.4 CALCULO DE LAS BRIDAS CON EMPAQUE DE TIPO ANULAR

3.3.4.1 EMPAQUE DE TIPO ANULAR

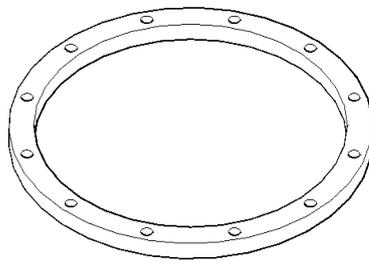


Figura 52.- Empaque.

Para el diseño de la brida lo primero a tomar en cuenta es el empaque a utilizar, se debe determinar el tipo de empaque con sus respectivos parámetros de operación.

El empaque seleccionado es de Hule Viton de $\frac{1}{4}$ pulg de espesor y de ancho de $1\frac{1}{4}$ pulg.

“El Hule Viton es resistente por excelencia a todos los factores deteriorantes. Resistente a una gran variedad de productos químicos inorgánicos, ácidos y bases concentrados hidrocarburos y temperaturas hasta $260^{\circ}C$; se usa en condiciones extremas de ataque químico y alta temperatura. Útil en la industria petrolera, de procesos químicos y petroquímicos”.

Propiedades mecánicas y químicas							
Dureza shore "A"	Resistencia a la tensión	Elongación Mínima %	Rango de Temperatura °C	Aceites	Acidos	Intemperie	Abrasión
70-75	750 PSIA	340 %	-50°C a 260°C	Excelente	Excelente	Excelente	Regular

Expuesto a 285°C	Expuesto a 315°C
240 horas de trabajo	48 horas de trabajo

Figura 53.- Propiedades del Empaque de Hule Viton.

Fuente: (Empaque de Hule, 2015)

De la tabla 4.16.1 de la norma ASME se obtiene el valor de m y el valor de esfuerzo para este tipo de empaque (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VIII Division 2 Pag. 4-314, 2010).

$$m = 2.75$$

$$y = 3700 \text{ psi}$$

Espesor efectivo del empaque

$$b_0 = \frac{N}{2} \quad (3-76)$$

$$b_0 = \frac{1}{4} \text{ pulg} * \frac{1}{2}$$

$$b_0 = \frac{1}{8} \text{ pulg}$$

$$b = \frac{\sqrt{b_0}}{2} \quad (3-77)$$

$$b = \frac{\sqrt{\frac{1}{8} \text{ pulg}}}{2}$$

$$b = 0.176 \text{ pulg}$$

3.3.4.2 CALCULO DE BRIDA

El procedimiento de cálculo para la brida está basado en el libro Design of Process Equipment (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Capitulo II Pag. 59)

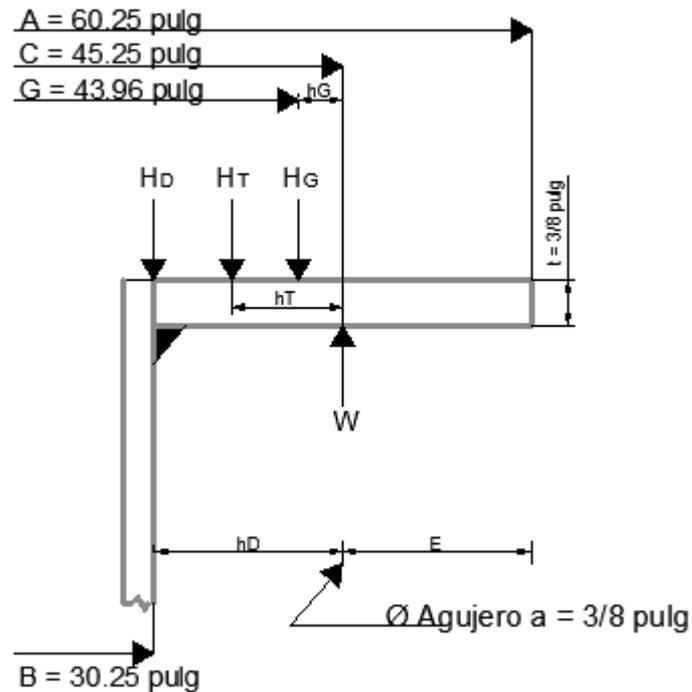


Figura 54.- Parámetros de diseño de la brida.

A = Distancia del borde de la brida al centro del cuerpo del tanque.

C = Distancia del centro del agujero del perno al centro del cuerpo del tanque.

G = Distancia efectiva del empaque al centro del cuerpo del tanque.

B = Diámetro Exterior del cuerpo del tanque.

$$G = C - a - 2 * 0.2785 - 2 * b \quad (3-78)$$

$$G = 45.25 \text{ pulg} - \frac{3}{8} \text{ pulg} - 2 * 0.2785 - 2 * 0.176 \text{ pulg}$$

$$G = 43.96 \text{ pulg}$$

$$H_p = 2 * \pi * b * G * m * P_{operacion} \quad (3-79)$$

$$H_p = 2 * \pi * 0.176 \text{ pulg} * 43.96 \text{ pulg} * 2.75 * 80 \text{ psi}$$

$$H_p = 10694.8 \text{ lb}$$

$$H = \frac{G^2 * \pi * P}{4} \quad (3-80)$$

$$H = \frac{(43.96 \text{ pulg})^2 * \pi * 80 \text{ psi}}{4}$$

$$H = 121421.4 \text{ lb}$$

- **Carga en el perno.**

$$W_{m1} = H + H_p \quad (3-81)$$

$$W_{m1} = 121421.4 \text{ lb} + 10694.8 \text{ lb}$$

$$W_{m1} = 132116.2 \text{ lb}$$

$$W_{m2} = \pi * b * G * y \quad (3-82)$$

$$W_{m2} = \pi * 0.176 \text{ pulg} * 43.96 \text{ pulg} * 3700 \text{ psi}$$

$$W_{m2} = 89933.6 \text{ lb}$$

De acuerdo a lo calculado se utiliza pernos hexagonales de ½ pulg grado 5 con un esfuerzo permisible de $S_a = 74000 \text{ psi}$. La brida estará fabricada con acero A36 con un esfuerzo permisible de $S_{fa} = 20000 \text{ psi}$

- **Área requerida del perno**

$$A_m = \frac{W_{m1}}{S_a} \quad (3-83)$$

$$A_m = \frac{132116.2lb}{74000 \text{ psi}}$$

$$A_m = 1.785 \text{ pulg}^2$$

- **Área disponible para los pernos**

$$A_b = \frac{\text{numero de pernos} * \pi * (\phi)^2}{4} \quad (3-84)$$

$$A_b = \frac{12 * \pi * (0.5 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$A_b = 2.36 \text{ pulg}^2$$

$$A_b \geq A_m$$

Los pernos proveen suficiente area.

- **Carga en los pernos para cálculo de la Brida**

$$W = \frac{(A_m + A_b) * S_a}{2} \quad (3-85)$$

$$W = \frac{(1.78 \text{ pulg}^2 + 2.36 \text{ pulg}^2) * 74000 \text{ psi}}{2}$$

$$W = 323306 \text{ lb}$$

3.3.4.3 CALCULO DE MOMENTOS EN LA BRIDA

- **Carga en la brida en condiciones de operación.**

$$H_D = 0.7854 * (B)^2 * P_{operacion} \quad (3-86)$$

$$H_D = 0.7854 * (30.25 \text{ pulg})^2 * 80 \text{ psi}$$

$$H_D = 57495.2 \text{ lb}$$

$$H_G = H_P \quad (3-87)$$

$$H_G = 7408 \text{ lb}$$

$$H_T = H - H_D \quad (3-88)$$

$$H_T = 121421.4 \text{ lb} - 57495.2 \text{ lb}$$

$$H_T = 63926.2 \text{ lb}$$

- **Brazo de palanca en la brida en condiciones de operación.**

$$h_D = \frac{C-B}{2} \quad (3-89)$$

$$h_D = \frac{45.25 \text{ pulg} - 30.25 \text{ pulg}}{2}$$

$$h_D = 7.5 \text{ pulg}$$

$$h_G = \frac{C-G}{2} \quad (3-90)$$

$$h_G = \frac{45.25 \text{ pulg} - 43.96 \text{ pulg}}{2}$$

$$h_G = 0.645 \text{ pulg}$$

$$h_T = \frac{h_D + h_G}{2} \quad (3-91)$$

$$h_T = \frac{7.5 \text{ pul} + 0.645 \text{ pulg}}{2}$$

$$h_T = 4.072 \text{ pulg}$$

- **Momento en la brida en condiciones de operación.**

$$M_D = H_D * h_D \quad (3-92)$$

$$M_D = 57495.2 \text{ lb} * 7.5 \text{ pulg}$$

$$M_D = 431214 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_G = H_G * h_G \quad (3-93)$$

$$M_G = 7408 \text{ lb} * 7.5 \text{ pulg}$$

$$M_G = 55560 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_T = H_T * h_T \quad (3-94)$$

$$M_T = 63926.2 \text{ lb} * 4.072 \text{ pulg}$$

$$M_T = 260307.5 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_O = M_D + M_G + M_T \quad (3-95)$$

$$M_O = 431214 \text{ lb} * \text{in} + 55560 \text{ lb} * \text{in} + 260307.5 \text{ lb} * \text{in}$$

$$M_O = 747081.5 \text{ lb} * \text{in}$$

- **Carga en la brida en condiciones de asentamiento.**

$$H_G = W \quad (3-96)$$

$$H_G = 323306 \text{ lb}$$

- **Brazo de palanca en la brida en condiciones de operación.**

$$h_G = \frac{C-G}{2} \quad (3-97)$$

$$h_G = \frac{45.25 \text{ pulg} - 43.96 \text{ pulg}}{2}$$

$$h_G = 0.645 \text{ pulg}$$

- **Momento en la brida en condiciones de operación.**

$$M_O = H_G * h_G \quad (3-98)$$

$$M_O = 323306 \text{ lb} * 0.645 \text{ pulg}$$

$$M_O = 208532.37 \text{ lb} * \text{pulg}$$

- **Espaciamiento entre pernos.**

$$Bs = \frac{\pi * C}{\text{numero de pernos}} \quad (3-99)$$

$$Bs = \frac{\pi * 45.25 \text{ pulg}}{12}$$

$$Bs = 11.85 \text{ pulg}$$

Si el espacio entre pernos es mayor a $2*a+t$ se debe aplicar un factor de corrección (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Capitulo II Pag. 59).

$$Bs > 2 * a + t \quad (3-100)$$

$$11.85 \text{ pulg} > 2 * 0.375 \text{ pulg} + 0.375 \text{ pulg}$$

$$11.85 \text{ pulg} > 1.125 \text{ pulg}$$

- **Factor de corrección.**

$$C_F = \sqrt{\frac{Bs}{2*a+t}} \quad (3-101)$$

$$C_F = \sqrt{\frac{11.85 \text{ pulg}}{2 * 0.375 + 0.375}}$$

$$C_F = 3.25 \text{ pulg}$$

- **Momento en la brida con el factor de corrección.**

$$M = \frac{M_O * C_F}{B} \quad (3-102)$$

$$M = \frac{208532.37 \text{ lb} * \text{pulg} * 3.25 \text{ pulg}}{30.25 \text{ pulg}}$$

$$M = 22404.3 \text{ lb} * \text{pulg}$$

- **Calculamos la constante de forma (K)**

$$K = \frac{A}{B} \quad (3-103)$$

$$K = \frac{60.25 \text{ pulg}}{30.25 \text{ pulg}}$$

$$K = 2$$

Con el valor de (K) se obtiene el factor (Y) de la tabla 4 del libro DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Tabla 4. Factores que involucran K, Pag. 79)

$$Y = 2.96$$

Se asume el siguiente espesor para continuar con el cálculo de momento máximo para confirmar que el espesor elegido es el adecuado

$$t = \frac{3}{8} \text{ pulg} \approx 9 \text{ mm}$$

3.3.4.4 MOMENTO MAXIMO QUE SOPORTA LA BRIDA EN OPERACIÓN (MAHAJAN, DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Capitulo II Pag. 59).

Se calcula el momento máximo q soporta la brida con el espesor elegido.

$$M_{max} = \frac{t^2 * S_{Fa}}{Y} \quad (3-104)$$

$$M_{max} = \frac{(0.375 \text{ pulg})^2 * 20000 \text{ psi}}{2.96}$$

$$M_{max} = 950.1 \text{ lb} * \text{ pulg}$$

$$M_O = \frac{M_{max} * B}{C_F} \quad (3-105)$$

$$M_O = \frac{950.1 \text{ lb} * \text{ pulg} * 30.25 \text{ pulg}}{3.25 \text{ pulg}}$$

$$M_O = 8843.24 \text{ lb} * \text{ pulg}$$

$$M_{O \text{ operacion}} < M \quad (3-106)$$

$$8843.24 \text{ lb} * \text{ pulg} < 22404.3 \text{ lb} * \text{ pulg}$$

Con esto se comprueba que el espesor de la brida es el correcto para el diseño.

3.3.5 CALCULO TAPAS PLANAS

Para el cálculo de las tapas planas en el caldero hay que basarse en la norma ASME la cual indica el procedimiento necesario (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 2 UG-32, 2010).

La norma indica la siguiente fórmula para el cálculo del espesor.

$$t_{tapa} = d * \sqrt{\frac{c * P_{Diseño}}{S * E} + \frac{1.9 * H_T * h_G}{S * E * d^3}} \quad (3-107)$$

donde:

c = Factor de la concentración de esfuerzos anexión de cabezal plano al recipiente.

d = Diámetro de la línea de acción de la fuerza que actúa sobre la empaadura.

$$d = D_{circulo\ pernos} - 2h_G \quad (3-108)$$

$$d = 33\ pulg - 2 * 0.645 = 31.71\ pulg$$

$$t_{tapa} = 31.71\ pulg * \sqrt{\frac{0.3 * 0}{20000\ psi * 1} + \frac{1.9 * 63926.2\ lb * 0.645\ pulg}{20000 * 1 * (31.71\ pulg)^3}}$$

$$t_{tapa} = 0.35\ pulg \approx \frac{3}{8}\ pulg \approx 9\ mm$$

El espesor para la tapa plana es de 3/8 pulg que cumple con la norma ASME sección VIII división 2 que indica que el espesor de la tapa debe ser 1.5 el espesor del cuerpo.

3.3.6 CALCULO DE ABERTURAS

El diseño de las aberturas se hace basandose en el código ASME, en el cual se realiza un diseño seguro para mantener la integridad de la estructura a pesar de que se vaya a realizar agujeros en un recipiente a presión.

La norma indica que las aberturas con un diámetro menos a 24 pulg están hechas con tubos sin costuras para facilitar su fabricación e instalación y en su párrafo UG-36.c.3 indica que si la abertura está dentro de un rango específico no requiere más esfuerzo que aquel necesario para su fabricación e instalación. Por lo cual para el diseño de las aberturas en ningún caso necesita de refuerzo en las aberturas (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VIII Division 2, UG-36, 2010).

3.3.6.1 CALCULO DE ABERTURAS DEL CALDERO.

Datos para el cálculo de las aberturas.

$$P_{Diseño} = 111.08 \text{ psi}$$

$$Material = A 106 Gr B$$

$$S_{Material} = 17100 \text{ psi}$$

$$P_{Diseño} = 111.08 \text{ psi}$$

$$E = 1$$

$$T_D = 305 \text{ °F}$$

3.3.6.2 CALCULO DE ABERTURAS EN LA TAPA PLANA DEL CALDERO.

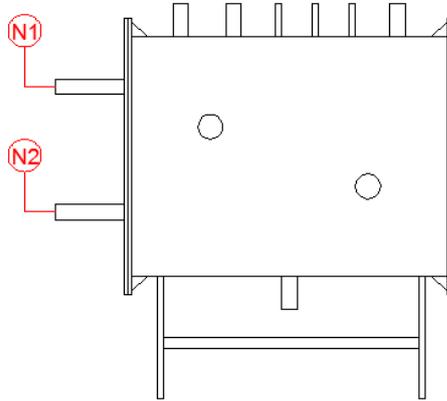


Figura 55.- Aberturas en el la tapa del caldero.

Las aberturas en cabezas planas son susceptibles a deformarse debido a la presión interna por lo que de acuerdo a la norma ASME sección VIII división 1 se debe tener ciertas consideraciones adicionales para no comprometer el la integridad del caldero.

Estas consideraciones están íntegramente relacionadas con la geometría de las aberturas en las tapas planas para que no se debilite esta sección del caldero.

En el párrafo GG-39 del código ASME se encuentra las siguientes consideraciones para el diseño de estas aberturas.

- Según la regla UG-39:

Las aberturas no deben exceder del rango especificado en el párrafo UG-36.c.3

El diámetro de las aberturas excede $\frac{1}{4}$ del diámetro de la tapa.

$$D_{aberturas} \geq \frac{D_{tapa}}{4} \quad (3-109)$$

$$1\frac{1}{2} \text{ pulg} \geq 35.4 \text{ pulg}$$

Esta regla no se cumple pero se sigue el diseño con UG-36 ya que no afectaría el diseño de la tapa plana.

- Para tapas con múltiples aperturas de debe comprobar que:

Ninguna de las aberturas tiene un diámetro mayor a la mitad del diámetro de la tapa plana.

$$D_{aberturas} \geq \frac{D_{tapa}}{2} \quad (3-110)$$

$$1\frac{1}{2} \text{ pulg} \geq 17.7 \text{ pulg}$$

Cumple

Ningún par de aberturas debe tener un diámetro promedio mayor a la $\frac{1}{4}$ parte del diámetro de la tapa.

$$D_{aberturas} \geq \frac{D_{tapa}}{4}$$

$$\left(1\frac{1}{2} \text{ pulg} + 1\frac{1}{2} \text{ pulg}\right) \geq 8.85 \text{ pulg}$$

$$3 \text{ pulg} \geq 8.85 \text{ pulg}$$

Cumple

La distancia entre cualquier par de aberturas adyacentes es igual o mayor que el doble de diámetro medio del par.

$$Dist \geq 2 * D_{aberturas} \quad (3-111)$$

$$16.5 \text{ pulg} \geq 3 \text{ pulg}$$

Cumple

- Para ningún caso se debe tener:

La distancia entre los bordes U_1 de dos aberturas adyacentes debe ser menor de $\frac{1}{4}$ del diámetro de la abertura más pequeña del par.

$$U_1 > \frac{D_{aberturas}}{4} \quad (3-112)$$

$$15 \text{ pulg} > 0.37 \text{ pulg}$$

Cumple

La distancia entre el borde de cualquier abertura y el borde de la tapa plana debe ser menor que $\frac{1}{4}$ del diámetro de dicha abertura.

$$U_3 > \frac{D_{aberturas}}{4} \quad (3-113)$$

$$22.28 \text{ pulg} > 0.37 \text{ pulg}$$

Cumple

- Si se cumple las condiciones anteriormente descritas se procede al diseño de aberturas igual que en aberturas en el cuerpo del recipiente, con la excepción del área de refuerzo que se calcula de diferente manera pero considerando el diámetro de las aberturas en la tapa plana de este diseño no aplica refuerzo (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 2, UG-39, 2010).

$$N1 = N2 = \text{NPS } 1\frac{1}{2}$$

$$\emptyset \text{ ext} = 1.90 \text{ pulg}$$

$$R = 0.95 \text{ pulg}$$

Corrosión admisible = 1/16

$$t = \frac{P_d * (R + CA)}{S * E + 0.4 * P_d} + CA \quad (3-114)$$

$$t = \frac{111.08 \text{ psi} * \left(0.95 \text{ pulg} + \frac{1}{16} \text{ pulg}\right)}{17100 \text{ psi} * 1 + 0.4 * 111.08 \text{ psi}} + \frac{1}{16}$$

$$t = 0.069 \text{ pulg} \approx 2 \text{ mm}$$

De la tabla de propiedades de las tuberías del libro PRESSURE VESSEL HANDBOOK 12 ED 2001 se toma el espesor de acuerdo al diámetro y de acuerdo si esa tubería tiene cedula.

Con lo cual se tiene: NPS 1½, Cedula 40, espesor = 3/16 pulg = 5mm (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 322, 2001)

3.3.6.3 CALCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERÍA

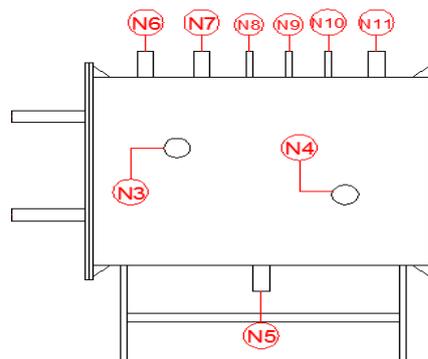


Figura 56.- Aberturas en el cuerpo del caldero.

Se realiza el cálculo para N3 y será el mismo para N4, N5, N6, N7, N11 ya que la boquilla tiene el mismo diámetro para todos, al igual que la presión de diseño y el material que son exactamente igual.

$$N3 = \text{NPS } 1\frac{1}{2}$$

$$\text{Ø ext} = 1.90 \text{ pulg}$$

$$R = 0.95 \text{ pulg}$$

$$CA = 1/16$$

$$t = \frac{P_d * (R + CA)}{S * E + 0.4 * P_d} + CA$$

$$t = \frac{111.08 \text{ psi} * \left(0.95 \text{ pulg} + \frac{1}{16} \text{ pulg}\right)}{17100 \text{ psi} * 1 + 0.4 * 111.08 \text{ psi}} + \frac{1}{16}$$

$$t = 0.069 \text{ pulg} \approx 2 \text{ mm}$$

Con el cálculo del espesor se tiene los siguientes valores obtenidos del libro PRESSURE VESSEL HANDBOOK 12 ED 2001

NPS 1½, Cedula 40, espesor = 3/16 = 5mm (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 322, 2001)

Ahora se realiza el cálculo para N8 y será el mismo para N9, N10 de acuerdo a las mismas consideraciones en las aberturas anteriores.

$$N8 = \text{NPS } \frac{1}{2}$$

$$\varnothing \text{ ext} = 0.840 \text{ pulg}$$

$$R = 0.42 \text{ pulg}$$

$$CA = 1/16$$

$$t = \frac{P_d * (R + CA)}{S * E + 0.4 * P_d} + CA$$

$$t = \frac{111.08 \text{ psi} * \left(0.42 \text{ pulg} + \frac{1}{16} \text{ pulg}\right)}{17100 \text{ psi} * 1 + 0.4 * 111.08 \text{ psi}} + \frac{1}{16}$$

$$t = 0.065 \text{ pulg} \approx 2 \text{ mm}$$

Con el cálculo del espesor se tiene los siguientes valores tomados del libro PRESSURE VESSEL HANDBOOK 12 ED 2001

NPS ½, Cedula 40, espesor = 1/8 pulg = 3mm (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 322, 2001)

Tabla 14**Especificaciones de las aberturas en el caldero.**

Abertura	Ø int (pulg)	Ø ext (pulg)	Ced.	E (pulg)	MATERIAL	Función
N1	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Salida aceite término
N2	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Entrada aceite término
N3	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Salida de Agua
N4	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Retorno Agua Fría
N5	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Desfogue de Agua
N6	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Válvula de Alivio de vapor
N7	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Salida de vapor
N8	0,622	0,840	40	1/8	A 106 Gr B	Manómetro
N9	0,622	0,840	40	1/8	A 106 Gr B	Termómetro
N10	0,622	0,840	40	1/8	A 106 Gr B	Medidor de Nivel de Agua
N11	1,61	1,90	40	3/16	A 106 Gr B	Alimentación de Agua

3.3.7 ESTRUCTURAS DE SUJECION DEL CALDERO.

Para el diseño de la estructura que va a soportar el caldero la norma ASME no indica exactamente como realizar este diseño, pero especifica que se debe basar con el procedimiento de cálculo “Esfuerzos en recipientes a presión cilíndricos horizontales soportados por dos silletas” propuesto por L. P. ZICK.

La ubicación de las silletas en el recipiente debe estar diseñada de forma que no obstaculice con la operación de las aberturas en el caldero, según la norma los recipientes de pared delgada y diámetro grande las silletas soportan mejor cerca de las cabezas, para utilizar el efecto rigidizador de las mismas. Para este caso la distancia entre la línea tangente a la cabeza y la

silleta, para ningún caso deber ser mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente sin que se obstruya ninguna abertura.

En el apéndice no obligante G del código ASME recomienda que el Angulo de contacto mínimo entre la silleta y el cuerpo del recipiente debe ser de 120° excepto para recipientes muy pequeños. También este apéndice indica que para recipientes grandes, la longitud de contacto de las silletas debe ser como mínimo $1/3$ de la circunferencia del cuerpo del recipiente (ASME, Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 1 Apéndice G, 2010).

Conociendo todas estas recomendaciones dadas por la norma se puede proceder a dimensionar la estructura que va a soportar el caldero, de tal modo que los esfuerzos que se obtengan a base del cálculo estén dentro de los valores admisibles para esta estructura.

Para el dimensionamiento se puede partir del libro PRESSURE VESSEL HANDBOOK 12 ED 2001 que indica las dimensiones posibles de la estructura de acuerdo al diámetro nominal del recipiente, estas dimensiones posteriormente pueden ir cambiando en función al diseño, simplemente estas dimensiones pueden servir como un punto de partida para el diseño.

En el cálculo de los esfuerzos que va a soportar esta estructura se debe considerar todas las posibles cargas a la que va a estar expuesta la estructura en el lugar de operación estas cargas pueden ser:

- Presión Interna.
- Presión Externa.
- Viento.
- Sismo.
- Peso del recipiente y su contenido.

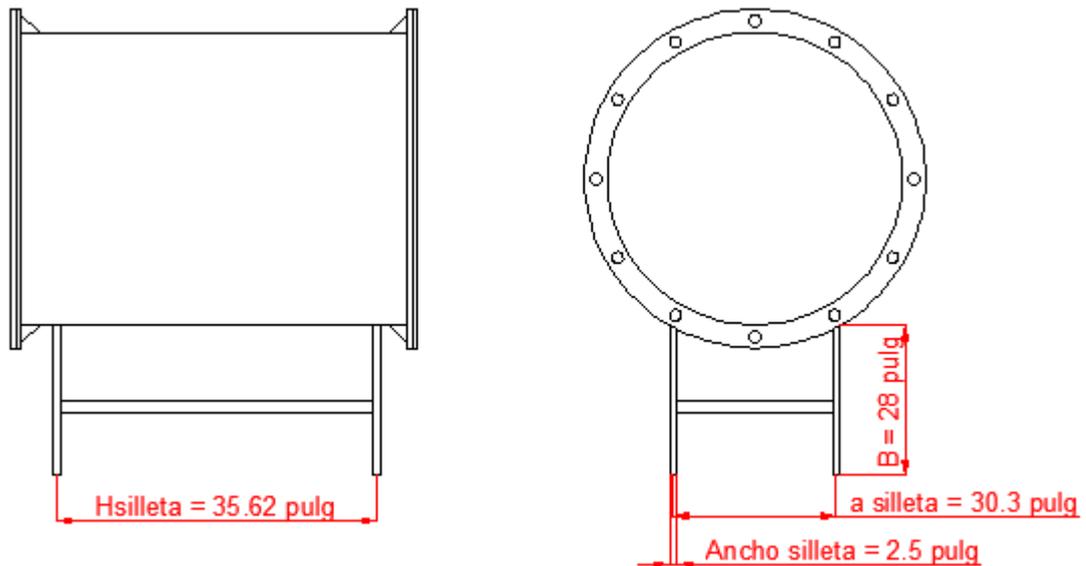


Figura 57.- Dimensiones de las silletas.

La estructura está diseñada con acero ASTM A-500 con un valor máximo del esfuerzo a la tensión de 35000 psi con las dimensiones especificadas en la Figura 57.

3.3.7.1 CALCULO DE CARGAS SOBRE LA ESTRUCTURA

- **Peso del Caldero**

0.55 ton = 1108 lb

- **Peso de prueba Hidrostática.**

Capacidad del recipiente = 0.5 m³

Densidad del agua = 1000 kg/m³

Peso del agua = (0.5 m³ * 1000 kg/m³) = 500 kg = 1102 lb

- **Peso total del Caldero**

1108 lb + 1102 lb = 2210 lb

- **Cálculo de la fuerza sísmica en el caldero**

Para el cálculo de la fuerza sísmica se necesita de ciertos factores, los cuales van a estar tomados del (Código Ecuatoriano de la Construcción, 2015)

- Z – Factor de acuerdo a la zona sísmica.
- I – Factor de acuerdo al tipo de uso de la estructura.
- R_W – Factor de reducción de respuesta.
- S – Coeficiente de suelo.
- C – Coeficiente de suelo.

- **Cálculo de la fuerza cortante sísmica.**

$$\text{Diametro} = 30.25 \text{ pulg}$$

$$\text{Altura de la estructura } H_T = 28.5 \text{ pulg}$$

$$Z = 0.40$$

$$I = 1.5$$

$$R_W = 3$$

$$S = 1$$

$$C = 2.5$$

$$V = \left(\frac{Z * I * C}{R_W} \right) * P_{t_{caldero}} \quad (3-115)$$

$$V = \left(\frac{0.40 * 1.5 * 2.5}{3} \right) * 2210 \text{ lb}$$

$$V = 1105 \text{ lb}$$

- **Longitud entre el punto medio de las silletas.**

$$L_{\text{Silletas}} = L_{\text{Recipiente}} - 2 * (L_{\text{Recipiente}} * 0.1) \quad (3-116)$$

$$L_{\text{Silletas}} = 48 \text{ pulg} - 2 * (48 * 0.1)$$

$$L_{\text{Silletas}} = 38.5 \text{ pulg}$$

- **Componente longitudinal de la fuerza sísmica total.**

B = Altura de la silleta = 28 pulg

$$Q_L = \frac{V * B}{L_{\text{Silletas}}} \quad (3-117)$$

$$Q_L = \frac{1105 \text{ lb} * 28 \text{ pulg}}{38.5 \text{ pulg}}$$

$$Q_L = 803.63 \text{ lb}$$

- **Componente transversal de la fuerza sísmica total**

Angulo de contacto entre la silleta y el caldero 120°

$$Q_L = \frac{V * B}{\left(R * \sin \frac{120}{2}\right)} \quad (3-118)$$

$$Q_L = \frac{1105 \text{ lb} * 28 \text{ pulg}}{(15.25 \text{ pulg} * 0.866)}$$

$$Q_L = 2342.71 \text{ lb}$$

$$Q_{\text{sismos}} = 2342.71 \text{ lb}$$

- **Calculo de fuerzas del viento sobre el caldero**

Al igual que para sismos existen ciertos parámetros que se van a escoger del (Código Ecuatoriano de la Construcción, 2015).

- Kd – Factor de dirección en la actúa el viento.
- Kz – Factor de categorización de exposición.
- Kzt – Factor de Ambiente de la estructura.

- I – Factor de importancia.
- V – Velocidad del viento en Sangolquí.
- G – Coeficiente de ráfagas.
- Cfs – Factor de forma para secciones circulares.
- Cfr – Factor de forma para recipientes cilíndricos.

- **Área proyectada**

$$H_{silleta} = B - R * \cos \frac{120}{2} \quad (3-119)$$

$$H_{silleta} = 28 \text{ pulg} - 7.62 \text{ pulg} = 35.62 \text{ pulg}$$

$$A_{fT} = (L_{recipiente} + h_{cabeza}) * D_{recipiente} + H_{silleta} * Ancho_{silleta} \quad (3-120)$$

$$A_{fT} = (48 \text{ pulg} + 0.5 \text{ pulg}) * 30.5 \text{ pulg} + 35.62 \text{ pulg} * 2.5 \text{ pulg}$$

$$A_{fT} = 1568.3 \text{ pulg}^2 \approx 10.89 \text{ ft}^2$$

- **Área proyectada longitudinal.**

$$A_{fL} = \pi * R^2 + (H_{silleta} * a_{silleta} - R^2 * 0.6412) \quad (3-121)$$

$$A_{fL} = \pi * (7.62 \text{ pulg})^2 + [(35.62 \text{ pulg} * 30.3 \text{ pulg}) - ((7.62 \text{ pulg})^2 * 0.6412)]$$

$$A_{fL} = 1224.47 \text{ pulg}^2 \approx 8.50 \text{ ft}^2$$

- **Cálculo de la fuerza del viento transversal.**

$$K_d = 1$$

$$K_z = 1.5$$

$$K_{zt} = 1$$

$$V = 25 \text{ mph}$$

$$I = 1.5$$

$$G = 1.5$$

$$C_{fs} = 0.8$$

$$C_{fr} = 1.2$$

$$q_Z = 0.00256 * k_Z * k_Z * k_Z * V^2 * I = 3.6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \quad (3-122)$$

$$FV_T = q_Z * G * C_{fs} * A_{fT} \quad (3-123)$$

$$FV_T = 3.6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} * 1.5 * 0.8 * 10.89 \text{ ft}^2$$

$$FV_T = 47.05 \text{ lb}$$

- **Fuerza del viento longitudinal.**

$$FV_L = q_Z * G * C_{fr} * A_{fL} \quad (3-124)$$

$$FV_T = 3.6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} * 1.5 * 1.2 * 8.50 \text{ ft}^2$$

$$FV_T = 55.08 \text{ lb}$$

- **Fuerza de Viento Total.**

$$FV = FV_T \quad (3-125)$$

$$FV = 55.08 \text{ lb}$$

Con las cargas calculadas de sismos y de viento, se determina cual es la más crítica para los posteriores cálculos.

$$Q_{sismos} > FV \quad (3-126)$$

$$2342.71 \text{ lb} > 55.08 \text{ lb}$$

La carga total será la carga de sismos más la carga del peso del caldero que soportara una silleta.

$$Q = \frac{P_{\text{caldero}}}{2} + Q_{\text{sismos}} \quad (3-127)$$

$$Q = \frac{2210 \text{ lb}}{2} + 2342.71 \text{ lb}$$

$$Q = 3447.71 \text{ lb}$$

3.3.7.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS SOPORTADO POR LAS SILLETAS

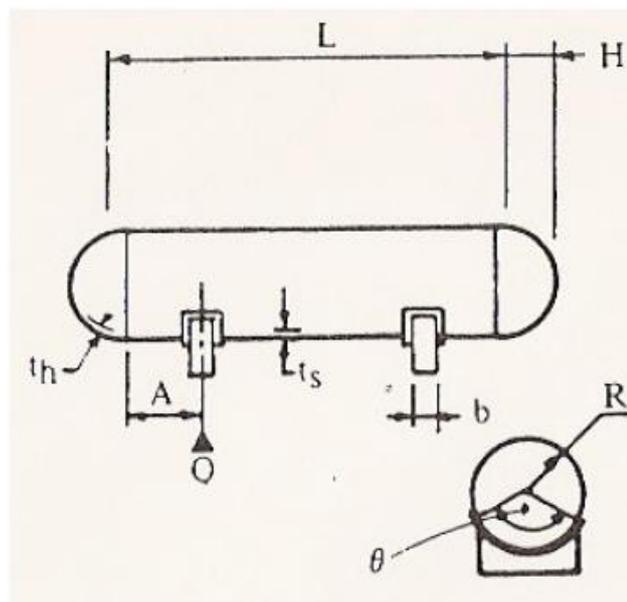


Figura 58.- Diagrama esquemático del arreglo de silletas en recipientes cilíndricos.

Fuente: (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 92, 2001)

- **Esfuerzos por flexión longitudinal** (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 92, 2001).

Esfuerzo en las silletas.

$$S_1 = \pm Q * A * \frac{\left(1 - \frac{\left(1 - \frac{A}{L}\right) + \frac{(R^2 - H^2)}{(2 * A * L)}}{1 + \frac{(4 * H)}{(3 * L)}}\right)}{K * R^2 * t_s} \quad (3-128)$$

donde:

A = Distancia de la tangente del extremo del cabezal a la línea central de la silleta.

H = Altura de la cabeza del recipiente.

Q = Carga Total que actúa sobre la silleta.

R = Radio del recipiente.

t_h = Espesor de la cabeza.

t_s = Espesor del cuerpo.

b = Ancho de la base de la silleta.

θ = Angulo de contacto de la silleta.

K_{1-11} = Constante de acuerdo al angulo de contacto de la silleta.

$$K_{1(120^\circ)} = 0.335$$

$$S_1 = + 3447.71 \text{ lb} * 6.2 \text{ pulg}$$

$$* \frac{\left(1 - \frac{\left(1 - \frac{(6.2 \text{ pulg})}{(48 \text{ pulg})}\right) + \frac{((15.25 \text{ pulg})^2 - (0.5 \text{ pulg})^2)}{(2 * 6.2 \text{ pulg} * 48 \text{ pulg})}}{1 + \frac{(4 * 0.5 \text{ pulg})}{(3 * 48 \text{ pulg})}}\right)}{0.335 * (15.25 \text{ pulg})^2 * \frac{1}{4} \text{ pulg}}$$

$$S_{1 \text{ silleta}} = 577.60 \text{ psi}$$

- **Esfuerzo a la mitad de longitud del recipiente.**

$$S_1 = \pm \frac{\frac{Q * L}{4} * \left(\frac{\left(1 + 2 * \frac{(R^2 - H^2)}{(L^2)}\right) - \frac{4 * A}{L}}{1 + \frac{(4 * H)}{(3 * L)}}\right)}{\pi * R^2 * t_s} \quad (3-129)$$

$$S_1 = + \frac{\frac{3447.71 \text{ lb} * 48 \text{ pulg}}{4} * \left(\frac{\left(1 + 2 * \frac{((15.25 \text{ pulg})^2 - (0.5 \text{ pulg})^2)}{((48 \text{ pulg})^2)} \right)}{1 + \frac{(4 * 0.5 \text{ pulg})}{(3 * 48 \text{ pulg})}} - \frac{4 * 6.2 \text{ pulg}}{48 \text{ pulg}} \right)}{\pi * (15.25 \text{ pulg})^2 * \frac{1}{4} \text{ pulg}}$$

$$S_{1 \text{ mitad}} = 150.28 \text{ psi}$$

- **Esfuerzo longitudinal por presión interna.**

$$S_P = \frac{P_{\text{Diseño}} * R}{2 * t_S} \quad (3-130)$$

$$S_P = \frac{111.08 \text{ psi} * 15.25 \text{ pulg}}{2 * \frac{1}{4} \text{ pulg}}$$

$$S_P = 3387.94 \text{ psi}$$

- **Esfuerzo de tensión flexionante longitudinal total.**

$$S_{1 \text{ silleta}} + S_P = 577.60 \text{ psi} + 3387.94 \text{ psi} \quad (3-131)$$

$$S_{1 \text{ silleta}} + S_P = 3965.54 \text{ psi}$$

El esfuerzo de tensión flexionante no debe superar al valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material.

$$3965.54 \text{ psi} < 35000 \text{ psi}$$

Con esto se comprueba que el diseño es correcto soporta perfectamente la tensión flexionante a la que va a estar en operación.

- **Esfuerzo por corte tangencial** (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 93, 2001).

$$K_{2(120^\circ)} = 1.171$$

$$S_2 = \frac{K_2 * Q}{(R * t_S)} \quad (3-132)$$

$$S_2 = \frac{1.171 * 3447.71 \text{ lb}}{\left(15.25 \text{ pulg} * \frac{1}{4} \text{ pulg}\right)}$$

$$S_2 = 1058.95 \text{ psi}$$

S2 no debe exceder el 80% del valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material.

$$S_2 < 0.8 * S \quad (3-133)$$

$$1058.95 \text{ psi} < 28000 \text{ psi}$$

Con esto se comprueba que la estructura no falla por esfuerzos de corte tangenciales.

- **Esfuerzo circunferencial** (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 93, 2001).

Para recipientes con las siguientes relaciones $L \leq 8 * R$ y $L_{Recip} * 0.2 \geq \frac{R}{2}$ se tiene:

$$S_4 = -\frac{Q}{4 * t_S * (b + 1.56 * \sqrt{R * t_S})} - \frac{12 * K_6 * Q * R}{L * t_S^2} \quad (3-134)$$

Se comprueba las relaciones para saber si se puede aplicar la fórmula 3-82.

$$L \leq 8 * R$$

$$48 \text{ pulg} \leq 122 \text{ pulg}$$

$$L_{Recip} * 0.2 \geq \frac{R}{2}$$

$$9.6 \text{ pulg} \geq 7.62 \text{ pulg}$$

Como si se cumple las relaciones se procede a hacer el cálculo de S_4 .

$$K_{6(120^\circ)} = 0.053$$

$$S_4 = - \frac{3447.71 \text{ lb}}{4 * \frac{1}{4} \text{ pulg} * \left(2.5 \text{ pulg} + 1.56 * \sqrt{15.25 \text{ pulg} * \frac{1}{4} \text{ pulg}} \right)}$$

$$- \frac{12 * 0.053 * 3447.71 \text{ lb} * 15.25 \text{ pulg}}{48 \text{ pulg} * \left(\frac{1}{4} \text{ pulg} \right)^2}$$

$$S_4 = -11767.65 \text{ psi}$$

El valor absoluto de S_4 no debe ser mayor que 1.5 veces el del valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material.

$$S_4 < 1.5 * S \quad (3-135)$$

$$11767.65 \text{ psi} < 52500 \text{ psi}$$

Se comprueba que la estructura no falla por esfuerzos circunferenciales en el punto de apoyo de la silleta con el cuerpo del recipiente.

3.3.7.3 CARGA HORIZONTAL TRANSVERSAL EN LAS SILLETAS.

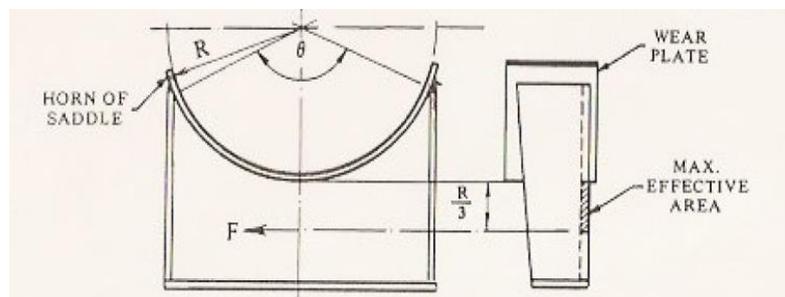


Figura 59.- Diagrama esquemático del arreglo de silletas en recipientes cilíndricos.

Fuente: (MEGYESY, Pressure Vessel Handbook Pag. 98, 2001)

- **Fuerza Horizontal en la silleta.**

$$F = Q * K_{11} \quad (3-136)$$

$$K_{11(120^\circ)} = 0.204$$

$$F = 3447.71 \text{ lb} * 0.204$$

$$F = 703.33 \text{ lb}$$

El área efectiva de la silleta está a 1/3 del radio del recipiente por debajo del fondo del mismo.

$$A_{efectiva} = \frac{R}{3} * Ancho_{silleta} \quad (3-137)$$

$$A_{efectiva} = \frac{15.25 \text{ pulg}}{3} * 2.5 \text{ pulg}$$

$$A_{efectiva} = 12.71 \text{ pulg}^2$$

- **Esfuerzo cortante medio.**

$$\tau = \frac{F}{A_{efectiva}} \quad (3-138)$$

$$\tau = \frac{703.33 \text{ lb}}{12.71 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 55.34 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante medio no debe ser mayor que 2/3 que el del valor máximo del esfuerzo a la tensión para el material.

$$\tau < \frac{2}{3} * S \quad (3-139)$$

$$55.34 \text{ psi} < 23333.33 \text{ psi}$$

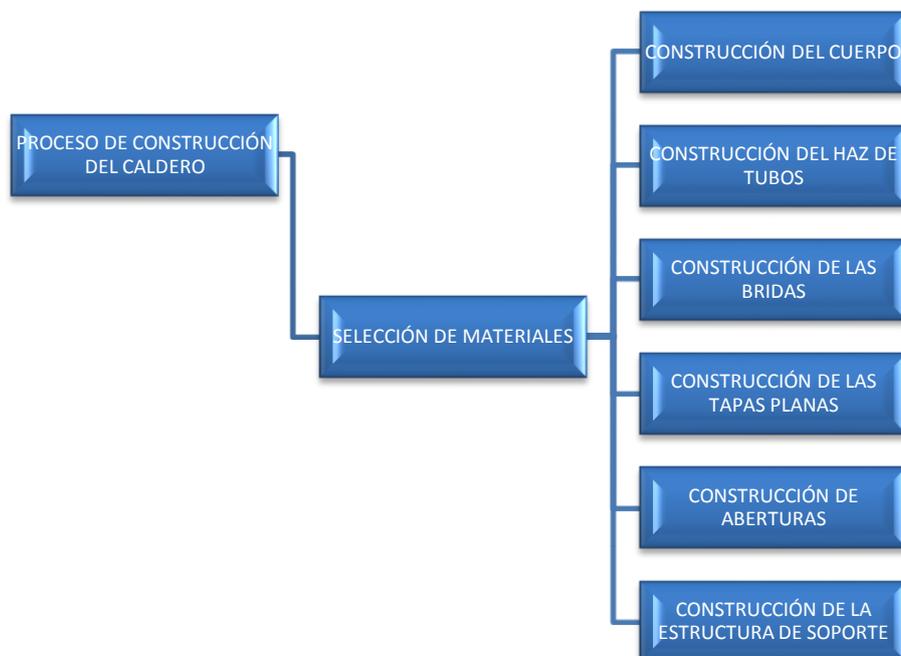
Con esto se comprueba que la estructura no falla por cortante.

En base al diseño y las correctas comprobaciones, se determina que la estructura está en perfectas condiciones de cumplir con su operación.

3.4 CONSTRUCCION Y MONTAJE.

Una vez realizado el diseño Térmico y Mecánico queda establecido los componentes y materiales que van a ser utilizados en el proceso de fabricación del caldero, el proceso de fabricación en concordancia con el diseño está establecido bajo la norma ASME sección VIII RULES FOR CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSELS.

3.4.1 ORGANIGRAMA DE PROCESOS TECNOLOGICOS.



3.4.2 ESPECIFICACIÓN DE LOS MATERIALES UTILIZADOS.

La selección de los materiales se la hizo bajo criterios de soldabilidad y resistencia los materiales escogidos son encontrados fácilmente en el mercado Ecuatoriano y son de un moderado costo por lo cual los hacen aptos para la construcción del caldero.

Tabla 15
Especificaciones de los Materiales.

ELEMENTO	MATERIAL	ESPECIFICACION DE DISEÑO
Cuerpo	Acero A36	Plancha cortada de 94.5 X 48 pulg. Ced. 40 espesor ¼ pulg.
Tubos	Acero A36	Tubo sin costura diámetro 1 ¼ pulg. Longitud 40.15 pulg. Espesor 1/8 pulg.
Placa porta tubos	Acero A36	Dos placas de diámetro 30 pulg. Espesor 5/16 pulg
Bridas	Acero A36	Dos de Diámetro 36 pulg. Espesor 3/8 pulg.
Empaque	Hule Viton	Espesor¼ pulg, ancho de 1 ¼ pulg.
Tapas	Acero A36	Dos de Diámetro 36 pulg. Espesor 3/8 pulg.
Pernos	Acero Gr 5	24 Hexagonales de diámetro ½ pulg. Longitud 1 ½ pulg.
Silletas	Acero ASTM A-500	4 Tubo estructural Diámetro 2 ½ pulg Longitud 28 pulg.

3.4.3 CONSTRUCCIÓN.

3.4.3.1 CUERPO.

Para la construcción del cuerpo se parte de una lámina de acero A36 de espesor $\frac{1}{4}$ de pulg, la cual se procede a cortar con proceso de oxicorte para obtener las medidas deseadas.



Figura 60.- Corte de lámina por oxicorte.

Una vez cortada la lámina se envía a la dobladora para darle la forma cilíndrica del cuerpo del caldero.



Figura 61.- Corte de lámina por oxicorte.

Ya teniendo la forma del cuerpo, el último proceso a realizarse es el de soldadura para lograr que el cilindro quede completamente firme para su operación para este proceso se optó por el proceso de soldadura GMAW siendo el más conveniente para tanques a presión con material de aportación indura alambre 70s-3 (0.9 mm).



Figura 62.- Soldadura GMAW del cuerpo del cilindro.

3.4.3.2 TUBOS.

Los tubos a utilizar son de 1/8 de pulgada. Ced. 40 estos tubos por lo general en la industria vienen de 6m (236pulg.) para lo cual simplemente se procede a cortar en tramos de 40.15pulg hasta obtener 28 tubos de esta longitud.

3.4.3.3 PLACA PORTA TUBOS.

Para la placa porta tubos se parte de una lámina 5/16pulg. De esta placa por proceso de oxicorte se obtendrá dos placas circulares de 30pulg. Una vez obtenida estas placas se procede a realizar los agujeros para la inserción de los tubos del intercambiador de calor interno del caldero, se

realiza 28 agujeros en cada placa circular igualmente con proceso de oxicorte.



Figura 63.- Tubo soldados en la placa Porta tubos.

3.4.3.4 BRIDAS.

Para la fabricación de las bridas se parte de una plancha de espesor $\frac{3}{8}$ de pulgada. Con oxicorte se obtiene dos placas circulares de diámetro de 36pulg. En las dos placas se realiza un agujero interno de 30.50pulg, para que ingrese el cuerpo del caldero con esto realizado el proceso final a realizar será el de perforar en el taladro de pedestal 12 agujeros de $\frac{1}{2}$ pulg en cada placa para la colocación de los pernos de sujeción.

3.4.3.5 TAPAS.

Para las tapas al igual que la brida se parte de una plancha de espesor de $\frac{3}{8}$ de pulgada. Se realiza dos cortes en la plancha de 30.50pulg, obteniendo dos planchas de este diámetro finalmente se realiza los

respectivos agujeros para los pernos de sujeción, que serán los mismos que para la brida.



Figura 64.- Tapa plana del caldero.

3.4.3.6 SILLETAS.

La estructura de sujeción del caldero se forma a partir de cuatro tubos estructurales de diámetro de 2 ½pulg, y longitud 28pulg los cuáles serán cortados previamente, con estos tubos se forma un rectángulo de 35.62 X 30.3pulg, para la unión de los tubos se utiliza tubo rectangular de espesor de 1/8 de pulgada que se suelda con proceso SMAW con electrodo revestido 7018. Obteniendo la base que va a soportar el caldero.

3.4.3.7 ABERTURAS.

Para la realización de las aberturas inicialmente se basa en el diseño previamente realizado, luego se realiza las respectivas mediciones en el caldero donde va a ir las aberturas con esto determinado se procede al corte, estas aberturas como son de diámetros pequeños y no de mucha dificultad se las realiza con corte por plasma, obteniendo con esto los agujeros necesarios para todos los NPS.



Figura 65.- Corte por plasma de aberturas y maquinado final.

3.4.4 ENSAMBLAJE

Concluida la fabricación de cada elemento necesario para el caldero se procede a realizar el respectivo y correcto ensamblaje de los mismos, siempre tomando las precauciones necesarias y la supervisión del personal competente para este proceso.

El proceso que se siguió para el ensamblaje es el siguiente:

1. Se une el cuerpo del recipiente con la base de soporte para que el posterior ensamblaje de los diferentes elementos sea más fácil de realizar teniendo la respectiva estabilidad del recipiente. La unión del cuerpo con la base se la realiza con proceso de soldadura SMAW con material de aportación **ELECTRODO 7018 INDURA.**
2. Lo siguiente a realizar es la unión de los tubos con la placa porta tubos para su posterior inserción en el cuerpo del caldero. Los tubos serán soldados a la placa con proceso de soldadura SMAW con material de aportación **ELECTRODO 7018 INDURA.**

3. Ya con la placa porta tubos lista se procede a la inserción de esta dentro del cuerpo del recipiente, se realiza las mediciones necesarias para que la placa quede equidistante en los dos extremos del recipiente realizado esto se procede al proceso de soldadura GMAW con material de aportación **INDURA ALAMBRE 70S-3 (0,9 mm)**.
4. Ahora se procede a la unión de las bridas al cuerpo del caldero, las bridas ingresaran en los extremos del recipiente para la sujeción de estas se procede al proceso de soldadura GMAW con material de aportación **INDURA ALAMBRE 70S-3 (0,9 mm)**, como estas bridas en conjunto con las tapas van a soportar la presión interna del recipiente se coloca pequeñas placas de forma triangular alrededor del recipiente para reforzar la brida, estas pequeñas placas se la suelda con proceso SMAW con material de aportación **ELECTRODO 7018 INDURA**.
5. El caldero ya está listo para el proceso final, el cual es la unión de las tapas en conjunto con el empaque, se coloca el empaque entre la tapa plana y la brida, esto se lo realiza en los dos extremos, luego se coloca los pernos hexagonales en los agujeros taladrados de las tapas con el apriete necesario. Posterior a esto se coloca silicón alrededor del conjunto de brida empaque y tapa para un mejor sellado.
6. El ultimo procedimiento a realizar es el de pintar todo el caldero con color negro mate para que este logre absorber la radiación solar y aporte con calor dentro del caldero.

Una vez termina el caldero en el taller se procede al transporte de este al sitio donde va a operar, debido al peso de este se necesita de equipo pesado para la movilización.



Figura 66.- Colocación del caldero en el sitio de operación.

El caldero se lo coloca sobre una cimentación previamente realizada para que el caldero quede firme y correctamente nivelado.

Con esto el caldero queda listo para la conexión mediante tuberías a los diferentes equipos que se van a beneficiar de la operación del caldero.

3.4.5 PLANOS DEL CALDERO (Ver Anexo 5).

CAPÍTULO 4

IMPLEMENTACIÓN Y ENSAYOS DEL CALDERO

4.1 IMPLEMENTACIÓN DEL CALDERO EN LA CENTRAL SOLAR TÉRMICA

Una vez realizado el correcto proceso de fabricación del caldero y comprobado su correcto funcionamiento en taller, se procede a la instalación de este en el lugar donde prestara su servicio.

El caldero en conjunto con la Central Termosolar será implementada en la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE Av. General Rumiñahui S/N, Sector Santa Clara - Valle de los Chillos Sangolquí – Ecuador.



Figura 67.- Cimientos Central Termosolar.

El caldero para su funcionamiento dependerá enteramente de 18 colectores solares cilíndricos parabólicos, los cuales deberán estar implementados previamente para realizar la respectiva conexión con el caldero.



Figura 68.- Colectores cilíndricos parabólicos Central Termosolar.

Ya con los colectores solares debidamente colocados y construida la cimentación que servirá de base para el caldero se procede a la colocación de este. Debido al peso propio del caldero se necesitó la ayuda de maquinaria pesada para la colocación en el sitio.



Figura 69.- Ubicación del caldero en lugar de trabajo.

Con la respectiva ubicación del caldero se procede a realizar las conexiones mediante tuberías con los colectores solares los que suministrarán la energía necesaria para que el caldero pueda cumplir con su objetivo.



Figura 70.- Conexión del caldero con el reservorio de aceite y CSP.

Con el procedimiento anteriormente mencionado queda terminado el proceso del que se va a obtener energía. Ahora se realiza la conexión con el intercambiador de calor el cual se va a beneficiar de la vaporización de agua generada por el caldero.



Figura 71.- Conexión del caldero con el intercambiador de calor.



Figura 72.- Intercambiador de calor.

Comprobando que las tuberías no tengan fugas y que las bombas de aceite y de agua funcionen correctamente se finaliza la implementación del caldero en conjunto con la Central Termosolar. Con esto se puede proceder a las pruebas de operación y respectiva toma de datos.



Figura 73.- Central Termosolar.

4.2 PRUEBAS DE OPERACIÓN

Para las pruebas de operación se considera el mes de septiembre ya que este evidencia un alto grado de radiación solar.

Para los datos se toman los siguientes puntos de medición en el caldero:

- Temperatura de entrada del aceite al caldero (T2).
- Presión de entrada del aceite al caldero (P2).
- Temperatura de salida del aceite al caldero (T1).
- Presión de salida del aceite al caldero (P1).
- Temperatura del agua dentro del caldero (T3).
- Presión dentro del caldero (P3).

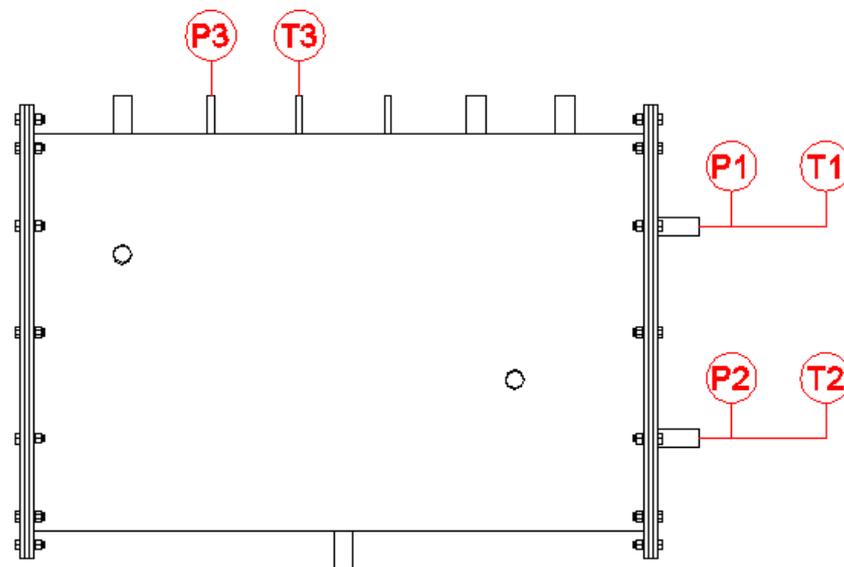


Figura 74.-Puntos de mediciones en el caldero.

Los datos obtenidos posteriormente serán procesados y analizados para la evaluación pertinente del caldero y presentar las características principales que presenta el caldero

4.3 LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN

Las pruebas de operación empezó el 14 de septiembre de 2015 y finalizó el 18 de septiembre de 2015 los datos fueron tomados diariamente cada 15 minutos, se pone en funcionamiento el sistema a las 8H00 para que se estabilice y la toma de datos empieza de 9H00 hasta 15h00 debido a la favorabilidad del sol en ese horario y en esa fecha del año.

Para las pruebas se procede inicialmente a prender la bomba de aceite para que circule el aceite térmico por el sistema colectores - caldero y la bomba de agua para que circule el agua en calentamiento entre el sistema caldero – intercambiador de calor.

Posteriormente se procede a mover los colectores solares de acuerdo a la posición del sol moviéndoles de acuerdo al foco del concentrador para que capte toda la radiación solar posible, este procedimiento es repetitivo a lo largo del día.

Los instrumentos utilizados para la toma de datos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 16

Instrumentos de medición.

INSTRUMENTACIÓN	
<p>TERMÓMETRO DE CARATULA</p> <p>Característica</p> <ul style="list-style-type: none"> - Marca: Nuovo Fima - Rango. 0-200 Psi 	
<p>MANÓMETRO</p> <p>Característica</p> <ul style="list-style-type: none"> - Marca: Nuovo Fima - Rango. 0-200 °C 	
<p>VÁLVULA PARA VAPOR</p> <p>Característica</p> <ul style="list-style-type: none"> - Diámetro Comercial 1 pulg. - Tipo Esférica 	
<p>MEDIDOR DE NIVEL</p> <p>Característica</p> <ul style="list-style-type: none"> - Presión de trabajo 110 Psi 	

ANEMOMETRO

Característica

- **Marca: Fluke**
- **Resolución de hasta 0,1 mm H2O**



HIGROMETRO

Característica

- **Rango de medida -50 – +70 °C ; 20 – 100 %RH**
- **Precisión ± 1 °C, $\pm 5\%$ RH**
- **Resolución 0,1 °C, 0,1 % RH**



ANEMOMETRO

Característica

- **Rango de medición: -50 ... +550 °C**
- **Resolución óptica: 12 : 1**
- **Grado de emisividad ajustable**
- **Medición de temperatura sin contacto**



4.4 VALIDACIÓN TÉCNICA

Para realizar la validación técnica del sistema de calentamiento de agua mediante el aceite térmico que atraviesa los tubos de la central solar térmica (CCP), se utiliza el diagrama de procesos energéticos de la Figura 75.

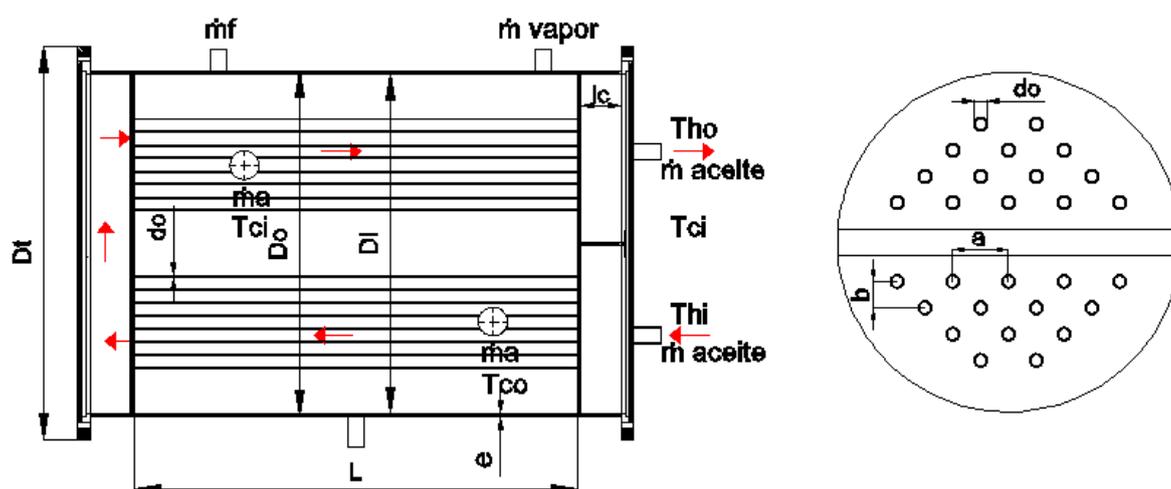


Figura 75.- Diagrama de procesos energéticos del caldero.

Para aprovechar la energía térmica transferida al aceite por los concentradores cilíndricos parabólicos (Calentados por radiación solar directa), se utiliza un caldero de tipo horizontal de dos pasos en tubos y uno en carcasa lo anterior indica que el aceite térmico ingresa por la parte inferior del caldero hacia la cámara de distribución del aceite a los tubos el volumen de la primera cámara es de 5.3 galones de aceite la cual al irse llenando va distribuyendo de manera homogénea en la primera etapa de tubos, en esta se encuentra ensamblado en distribución escalonada 14 tubos que tienen las siguientes dimensiones, diámetro exterior de 31.75mm el espesor del tubo es de 3mm. Es importante indicar que la separación horizontal entre tubos es de 126mm y en cuanto al espaciamiento vertical 60mm en el diseño del intercambiador de calor para calcular el coeficiente de convección interno se ha considerado una velocidad del fluido de proceso de 1m/s, tomando las recomendaciones prácticas que se indican en los procesos de transferencia de calor de KERN. Existe un límite superior de velocidad que el Código

Técnico de la edificación (CTE) indica el techo de 2.5m/s para fluidos térmicos en movimiento. Esta consideración indica que un fluido térmico que se desplaza a mayores velocidades y por convección forzada, la rapidez de transferencia de calor puede reducirse notablemente. Además, en la primera etapa de tubos se puede observar que se han colocado 4 hileras de tubos en placa de tubos que tiene una geometría semejante a la mitad de un círculo. La hilera que se encuentra cercana al eje horizontal del caldero tiene 5 tubos en la parte inferior 4, 3, 2 tubos respectivamente. Es necesario tomar en cuenta que el agua que se calienta en el caldero tiene un proceso de incremento de su temperatura por convección natural. En el diseño del caldero se ha seguido un procedimiento tomando en cuenta el número de GRASHOFF, la temperatura de referencia y para finalizar se calcula en coeficiente de convección del agua para calderos horizontales.

El aceite térmico que sale de la primera etapa de tubos ingresa a una cámara secundaria que tiene una capacidad de 10.58 galones de aceite, que sube por convección forzada y distribuye el fluido en la segunda etapa de tubos localizados en la parte posterior del caldero en esta, el aceite cede la mayor cantidad de calor al agua y luego se recolecta en la última cámara de 5.3 galones para posteriormente ser evacuada al tanque de acumulación de aceite térmico. El recorrido del aceite en sentido horizontal, es de 2.04m. Para condiciones de una mayor incidencia de la radiación solar directa las temperaturas de diseño del caldero para el caso de los fluidos de transferencia son:

Temperatura de entrada del aceite térmico = 140°C

Temperatura de salida del aceite térmico = 50°C

Temperatura de entrada del agua = 18°C

Temperatura de salida del agua = 92°C

Temperatura ambiente = 22°C

4.4.1 CAPACIDAD DEL RECIPIENTE

El caldero de tipo horizontal está construido en Acero A36 con cilindro de espesor de 6mm con un diámetro interior de 0.76m y longitud 1.22m el diámetro de los soportes laterales es de 0.9m con estas dimensiones se tiene un volumen total de 0.522m³ repartidos de la siguiente manera:

Volumen de agua = 0.5m³

Volumen de tubos = 0.022m³

4.4.2 CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS

El coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador de calor interno del caldero es 4.53W/m²°C mientras que para el caldero en si es de 2.5W/m² °C sin aislamiento térmico con esto se consigue un calor útil de 14.21KWt, para calentar el agua y un calor perdido por las paredes de 0.39KWt sumando estos dos valores se tiene 14.6KWt, los cuales, en unidades inglesas de potencia en equivalente a 20BHP.

4.5 DETERMINACIÓN DE CORRELACIONES MATEMÁTICAS

Tomando en consideración los datos que se encuentran tabulados en el Anexo 4 se procede a identificar la existencia de una relación directa o inversa entre las variables de temperatura tanto del agua como del aceite térmico. A continuación se realiza el análisis de la variación existente entre los parámetros anteriormente indicados.

Ensayo 1:

De acuerdo con la Figura 76 se puede observar que existe una relación directamente proporcional entre la temperatura de entrada del fluido caliente en este caso es el aceite térmico y la temperatura del agua.

La pendiente de la recta es positiva y tiene un valor de 0.8308, la ordenada en el origen es de 6.4465, esto físicamente indica que al haber un incremento de la temperatura de aceite existe en la temperatura del agua.

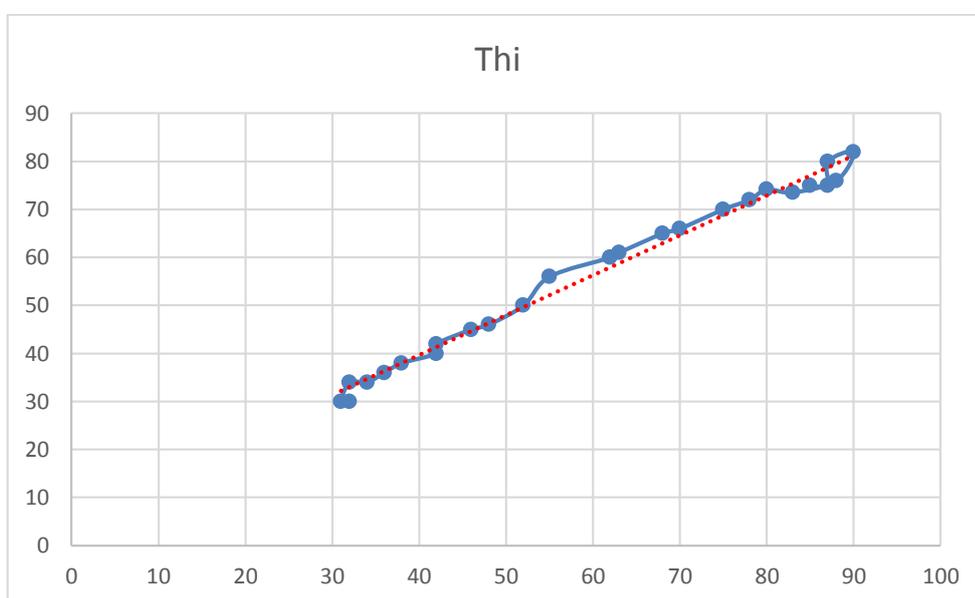


Figura 76.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.

$$T_c = 0.8308T_h + 6.4465 \quad (4-1)$$

El valor de precisión en el ajuste de la recta es de 0.9881

Ensayo 2:

En este caso se toma como referencia la Figura 77 donde se observa que existe una dependencia lineal entre la temperatura del agua y del aceite.

Considerando la ecuación de la recta la pendiente es positiva con un valor de 0.9721 y la ordenada en el origen de -1.9261, esto indica que corta bajo el eje X.

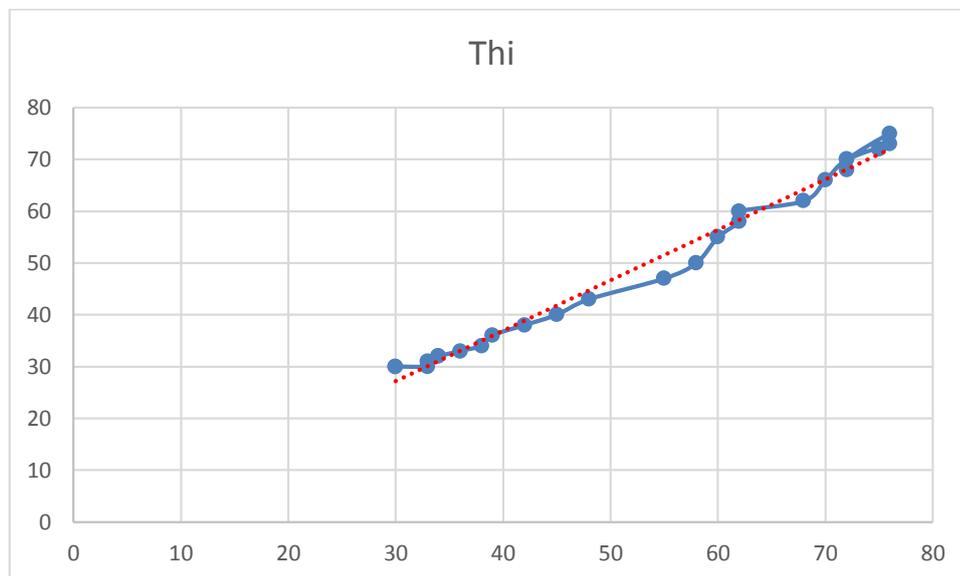


Figura 77.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.

$$T_c = 0.9721T_h - 1.9261 \quad (4-2)$$

El valor de precisión en el ajuste de la recta es de 0.9856

En este ensayo la temperatura del aceite varía de 30°C hasta un valor cercano a los 80°C.

Ensayo 3:

En el último ensayo realizado se observa que se repite la relación directa entre la temperatura del agua con la temperatura del aceite, pudiendo indicar que la pendiente de esta recta es de 0.9039, y la ordenada en el origen es de 0.4212.

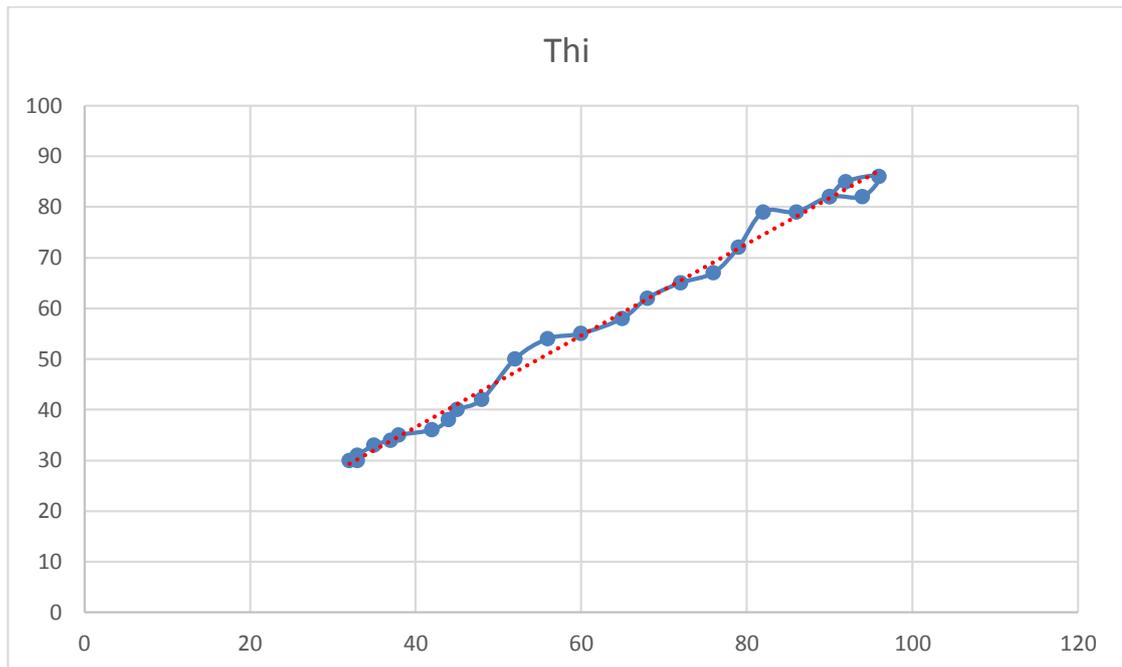


Figura 78.- Variación de la temperatura del agua con la del aceite.

$$T_c = 0.9039T_h + 0.4212 \quad (4-3)$$

El valor de precisión en el ajuste de la recta es de 0.9926.

Otro aspecto encontrado en el desarrollo de esta investigación tiene que ver con la relación existente entre el volumen calentado y el área de transferencia de calor que se define de la siguiente manera:

$$\frac{V_{cal}}{AT * t} = 175 \frac{l}{m^2 * dia} \quad (4-4)$$

Esto indica que cada metro cuadrado de tubos puede calentar 175 litros de agua por día hasta una temperatura máxima de 56.43°C.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS

5.1 DATOS OBTENIDOS

Para verificar el funcionamiento del caldero y obtener la información técnica de las diferentes variables relacionadas con el proceso de calentamiento de agua y enfriamiento del aceite térmico se realizaron los ensayos térmicos, donde los datos obtenidos se registran en el Anexo 4. Los valores corresponden a temperatura de entrada del aceite térmico al caldero, T_{ho} ; Temperatura de salida del aceite térmico del caldero T_{hi} ; temperatura de entrada del agua que retorna del intercambiador de calor localizado en el interior de la vivienda, T_{ci} ; la temperatura de salida del agua del caldero, T_{co} . Estos datos se complementan con las variables ambientales tales como, temperatura ambiente, humedad relativa y velocidad del viento. Por otra parte al tratarse de un recipiente sometido a presión interna se han tomado los valores de presión del caldero y presión del agua de retorno. A continuación, se indican los promedios de cada ensayo.

Tabla 17

Promedio de datos sobre ensayos térmicos del caldero.

Ensayo	T_{hi}	T_{ho}	T_{ci}	T_{co}	T_a
1	60,16	55,72	50,36	56,43	25,37
2	52,80	49,44	45,20	49,40	24,60
3	61,80	55,24	50,64	56,28	26,10

5.2 COMPROBACIÓN DE PARÁMETROS DE OPERACIÓN

Ensayo 1:

En la figura 79 la temperatura del aceite varía de 31°C hasta 90°C mientras que para el fluido frío varía de 30 hasta 82°C.

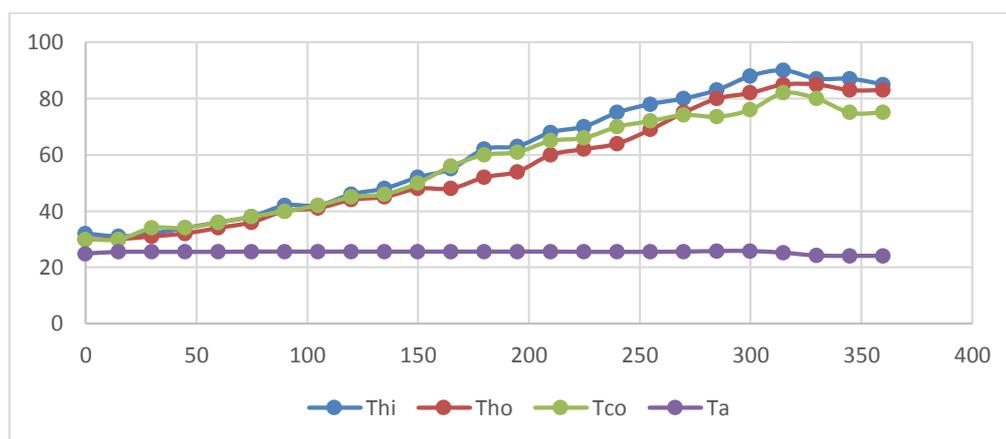


Figura 79.- Temperaturas del aceite.

En la figura 80 la temperatura mínima del agua del caldero es 30°C y la máxima 82°C. Por otra parte, para la temperatura de retorno se tiene un mínimo de 28°C y un máximo de 75°C.

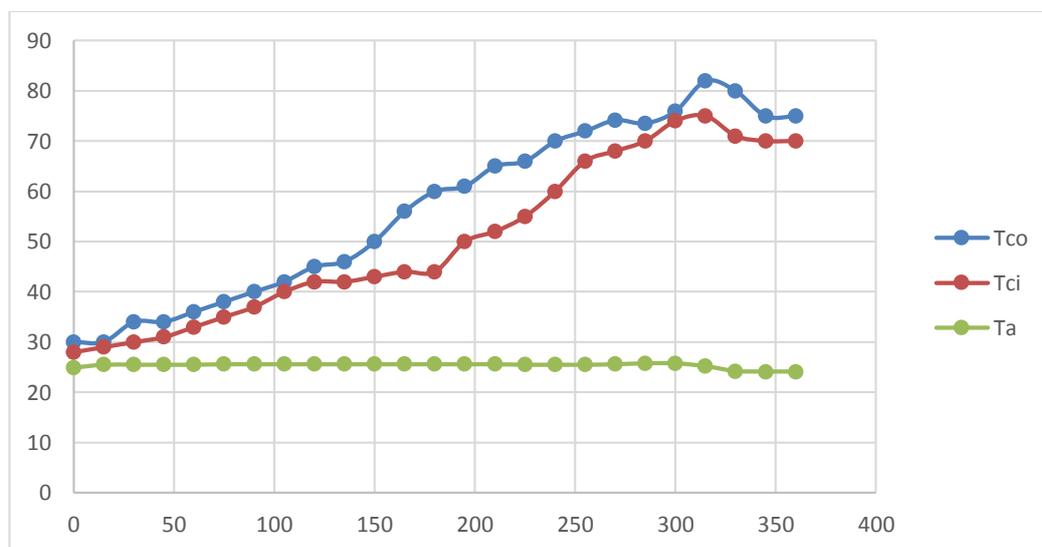


Figura 80.- Temperaturas del agua.

En el análisis energético del caldero es necesario conocer la temperatura superficial para establecer el tipo de variación existente cuando se tiene un incremento de energía térmica en el fluido de proceso. En la figura 81 se puede observar la dispersión de datos que indican un incremento de temperatura que varía de forma lineal con respecto al tiempo.

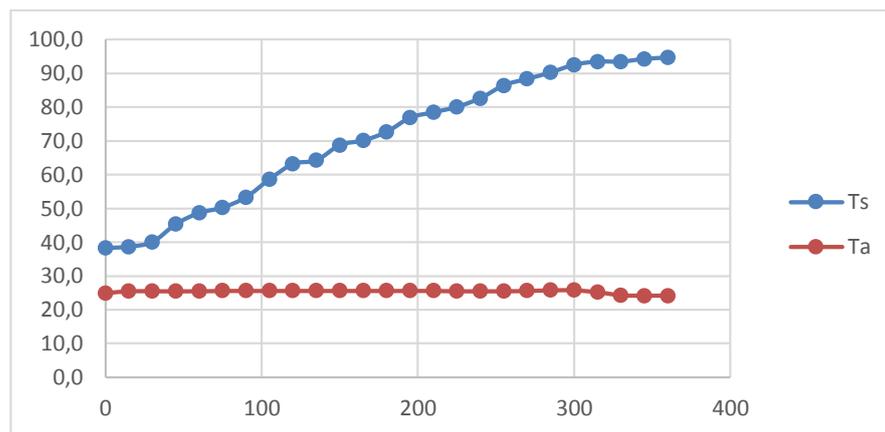


Figura 81.- Temperatura superficial del caldero.

Ensayo 2:

En la Figura 82 la temperatura del aceite varía de 30°C hasta 76°C mientras que para el fluido frío varía de 30°C hasta 72°C.

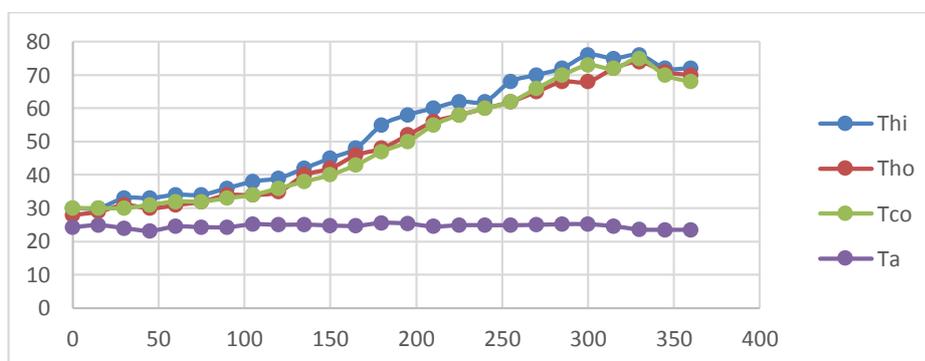


Figura 82.- Temperaturas del aceite.

En la Figura 83 la temperatura mínima del agua del caldero es 30°C y la máxima 76°C. Por otra parte, para la temperatura de retorno se tiene un mínimo de 26°C y un máximo de 66°C.

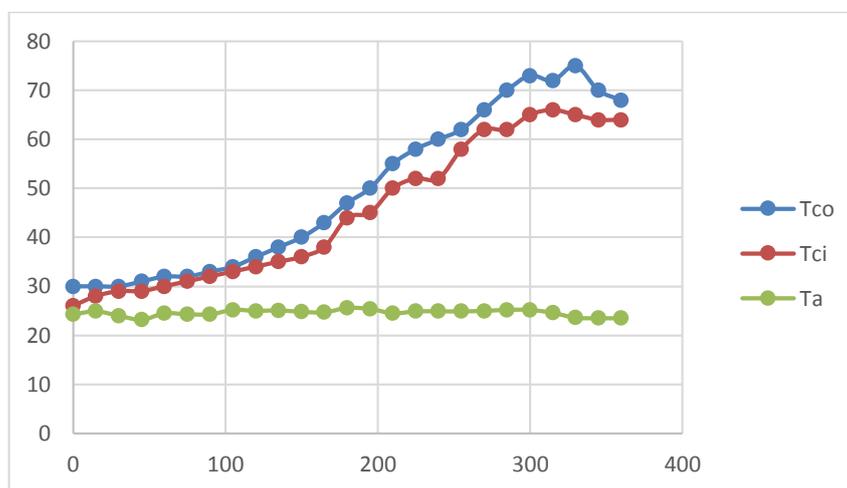


Figura 83.- Temperaturas del agua.

En el análisis energético del caldero es necesario conocer la temperatura superficial para establecer el tipo de variación existente cuando se tiene un incremento de energía térmica en el fluido de proceso. En la figura 84 se puede observar la dispersión de datos que indican un incremento de temperatura que varía de forma lineal con respecto al tiempo.

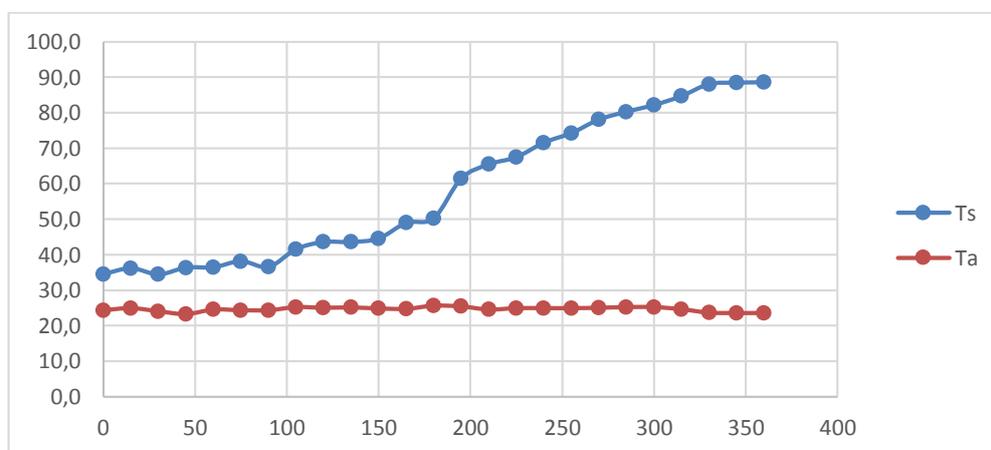


Figura 84.- Temperatura superficial del caldero.

Ensayo 3:

En la figura 85 la temperatura del aceite varía de 32°C hasta 96°C mientras que para el fluido frío varía de 30 hasta 86°C.

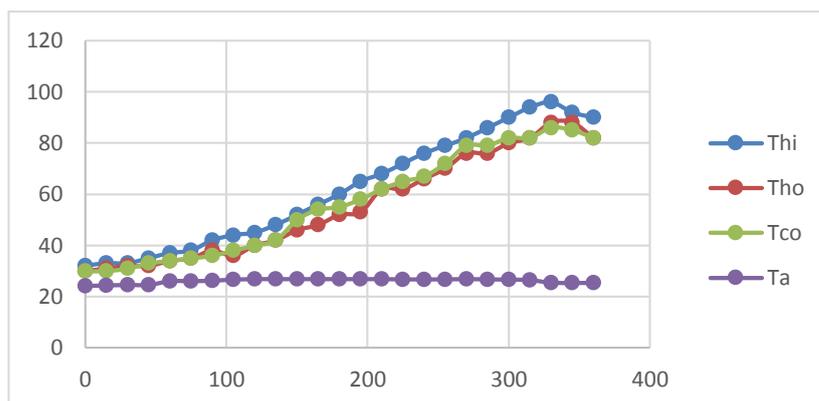


Figura 85.- Temperaturas del aceite.

En la Figura 86 la temperatura mínima del agua del caldero es 30°C y la máxima 86°C. Por otra parte, para la temperatura de retorno se tiene un mínimo de 28°C y un máximo de 76°C.

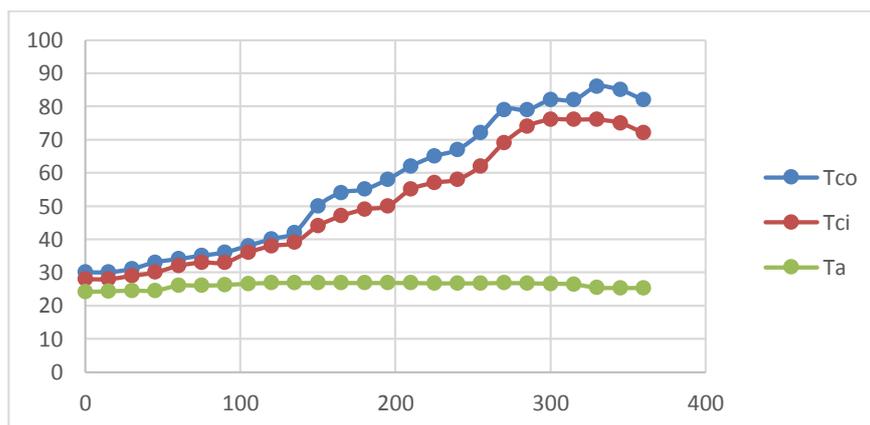


Figura 86.- Temperaturas del agua.

En el análisis energético del caldero es necesario conocer la temperatura superficial para establecer el tipo de variación existente cuando se tiene un

incremento de energía térmica en el fluido de proceso. En la Figura 87 se puede observar la dispersión de datos que indican un incremento de temperatura que varía de forma lineal con respecto al tiempo.

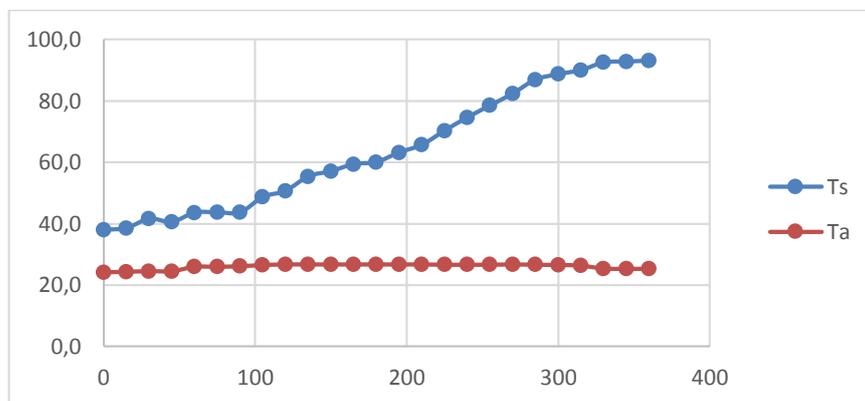


Figura 87.- Temperatura superficial del caldero.

5.3 VERIFICACIÓN DE RESULTADOS

El caldero pirotubular de tipo horizontal, que utiliza como fluido de calentamiento el aceite térmico para incrementar la temperatura del agua tiene una potencia de 20 BHP, tiempo de calentamiento 6 horas, temperatura promedio del aceite térmico es de 58.25°C, temperatura de salida del caldero 53.47°C con una diferencia de temperatura de 4.78°C, por otra parte, el agua tiene una temperatura de salida de 54.04°C y de entrada 48.73°C logrando un incremento de 5.31°C

Tabla 18

Promedio total de datos sobre ensayos térmicos del caldero.

Ensayo	Thi	Tho	Tci	Tco	Ta
1	60,16	55,72	50,36	56,43	25,37
2	52,80	49,44	45,20	49,40	24,60
3	61,80	55,24	50,64	56,28	26,10
Promedio	58,25	53,47	48,73	54,04	25,36

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE COSTOS

6.1 GENERALIDADES.

En este capítulo se realiza un análisis detallado de todos los costos que intervinieron en la construcción del caldero y su posterior instalación.

Con esto se detalla la valoración económica del trabajo de titulación con fines de determinar el valor real que se invirtió para cumplir con el objetivo planteado.

Para determinar el costo total del trabajo de titulación se divide en los siguientes parámetros:

- Costos Directos
 - Costo De Materiales.
 - Costo De Accesorios E Instrumentación
 - Costo Por Máquina
 - Costo Por Mano De Obra
 - Costo Por Transporte
 - Costo Por Cimentación
- Costos Indirectos
- Imprevistos

6.2 COSTOS DIRECTOS.

Para los costos directos se debe considerar todos los costos de materiales y herramientas, mano de obra y transporte.

6.2.1 COSTO DE MATERIALES EQUIPOS Y TRANSPORTE.

En esta parte se muestra de forma resumida todos los costos asociados a los equipos y demás materiales necesarios para la implementación del caldero.

A continuación se muestra en tablas varias listas que incluyen todos los equipos y materiales necesarios para realizar la construcción e instalación del caldero.

En este estudio se muestra los valores en dólares de todos los elementos necesarios para la culminación del trabajo de titulación, estos precios se obtuvieron por medio de cotizaciones solicitadas a varios distribuidores de la ciudad de Quito.

Tabla 19

Costo por materiales.

COSTO POR MATERIALES			
DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Tubo Ø= 1"1/4" SCH 40	5	28,00	140,00
Tubo Ø = 1/2" SCH 40	1	18,00	18,00
Tubo Ø= 1"1/2" SCH 40	1	36,00	36,00
Plancha Acero A 36	1	300,00	300,00
Plancha Acero A 36	1	450,00	450,00
Plancha Acero A 36	1	600,00	600,00
Pernos Acero Gr 5 Ø=1/2"	24	8,00	192,00
Tubo Estructural ASTM A-500 Ø=2"1/2"	1	40,00	40,00
Empaque Hule	2	20,00	40,00
ALAMBRE 70S-3 (0,9 mm)	1	60,00	60,00
Electrodo 8018	1	15,00	15,00
Aislante Térmico	1	80,00	80,00
Pintura Mate Negra	1	20,00	20,00
		SUBTOTAL (\$)	1991,00

Tabla 20

Costo por accesorios e instrumentación.

COSTO POR ACCESORIOS E INSTRUMENTACION			
DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Termómetro NFIMA 0-200 C	3	30,00	90,00
Manómetro NFIMA 0-200 psi	3	15,00	45,00
Unión 1/2"	3	0,81	2,43
Bushing 1/2" X 1/4"	6	0,42	2,52
Codo 1/2"	2	2,20	4,40
Neplo 1/2"	4	0,49	1,96
Teflón	4	0,45	1,80
Manguera de Jardín	1	13,70	13,70
Unión Manguera 1/2"	1	0,42	0,42
Abrazadera 1/2"	2	0,43	0,86
		SUBTOTAL (\$)	163,09

Tabla 21

Costo por cimentación.

COSTO POR CIMENTACION			
DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Cemento Holcim Sacos 50 Kg	3	7,02	21,06
Plascrete 161 HE 2 1/2 Caneca IF	1	11,61	11,61
Tabla Encofrado Oriente Roja	5	3,00	15,00
Clavo libra 2 1/2"	3	0,71	2,13
Armex R 84 6,25 X 4 mm 15 X 15	4	24,11	96,44
Libra alambre galvanizado	1	0,89	0,89
Pingo eucalipto 2,5 m	4	0,90	3,60
Volqueta Ripio Azul 9 m	1	120,00	120,00
Volqueta polvo 9 m	1	120,00	120,00
Volqueta lastre 9 m	1	120,00	120,00
Listón 5 X 4 eucalipto	3	2,00	6,00
Volqueta lastre fino 4 m	1	75,00	75,00
Volqueta ripio 8 m	1	117,00	117,00
		SUBTOTAL (\$)	510,73

Tabla 22

Costo por máquina.

COSTO POR MAQUINA			
DESCRIPCION	HORAS EQUIPO	COSTO HORAS (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Roladora de planchas	5	5,00	25,00
Taladro de pedestal	4	15,00	60,00
Soldadora Eléctrica	24	15,00	360,00
Cortadora de plasma	10	20,00	200,00
Compresor	8	15,00	120,00
		SUBTOTAL (\$)	765,00

Tabla 23

Costo por mano de obra.

COSTO POR MANO DE OBRA			
DESCRIPCION	HORAS HOMBRE	COSTO HORAS (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Soldador	24	5,00	120,00
Operador	16	5,00	80,00
Ayudante del operador	16	3,00	48,00
Pintor	8	3,00	24,00
Montaje in situ	112	5,00	560,00
		SUBTOTAL (\$)	832,00

Tabla 24

Costo por transporte.

COSTO POR TRANSPORTE	
TRANSPORTE Y MOVILIZACION	COSTO TOTAL (\$)
Camión	60,00
Brazo Grúa	150,00
SUBTOTAL (\$)	210,00

Tabla 25**Costo directo.**

COSTO DIRECTO	
Costo de materiales	1991,00
Costo de accesorios e instrumentación	163,09
Costo por maquina	765,00
Costo por mano de obra	832,00
Costo por transporte	210,00
Costo por cimentación	510,73
SUBTOTAL (\$)	4471,82

6.3 COSTOS INDIRECTOS.

En general, para estos costos hay que tomar en cuenta los gastos administrativos tales como: alquileres y atomizaciones, impuestos, depreciación y mantenimiento, etc.

También los gastos de mano de obra indirecta como: fletes garantías, fiscalización utilidad, costos de ingeniería, gastos de oficina.

Tabla 26**Costo Indirecto.**

COSTO INDIRECTO	
DESCRIPCION	COSTO TOTAL (\$)
Ingeniero Colaborador	900
Gastos de Oficina	650
SUBTOTAL (\$)	1550,00

6.4 COSTO TOTAL DEL EQUIPO.

Tabla 27

Costo total del equipo.

COSTO TOTAL	
DESCRIPCION	COSTO TOTAL (\$)
Costos Directos	4471,82
Costo Indirectos	1550,00
Imprevistos 3%(CD+CI)	180,66
COSTO TOTAL (\$)	6202,48

Inicialmente se realizó un presupuesto referencial para el desarrollo de la investigación de **\$8549**.

Con el análisis de costos presentado en este capítulo se determinó un costo total del trabajo de titulación de **\$6202,47** con lo cual se logró desarrollar toda la investigación satisfactoriamente.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Se comprobó que el caldero descrito no solamente es realizable tecnológicamente ya que todos sus elementos y componentes son de gran uso industrial, sino que además puede llegar a ser competitivo al demostrar un rendimiento aceptable comparable a gran medida con un caldero convencional, obteniendo una gran ventaja sobre estas en cuanto a menores solicitaciones mecánicas y térmicas.
- Para el caldero se optó por un diseño de tipo horizontal de dos pasos en tubos y uno en carcasa, esto con el fin de aprovechar la energía térmica transferida por el aceite proveniente de los colectores cilíndricos parabólicos. El material del caldero es de Acero A36 con cilindro de espesor 6mm con un diámetro interior de 0.76m y longitud 1.22m y con volumen total entre el recipiente y el intercambiador de calor interno de 0.522m³.
- En cuanto a consideraciones térmicas del caldero el coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador de calor interno es de 4.5 W/m²°C y para el caldero es de 2.5W/m²°C, con esto se tiene un calor útil para el calentamiento del agua de 14.21KWt y considerando un calor perdido por la paredes de 0.39KWt se obtiene una potencia del caldero de 14.6KWt lo que en unidades inglesas de potencia equivale a 20BHP.

7.2 RECOMENDACIONES

- Para el correcto funcionamiento del caldero y su máximo aprovechamiento con el aceite térmico, se sugiere la instalación de una bomba que pueda soportar temperaturas en un rango de 90°C a 200°C.
- Realizar una nueva investigación sobre el comportamiento energético del sistema utilizando diversos tipos de aislamientos que pueden ser: Lana natural, Cascara de coco, Lana mineral o estructuras compuestas que ayudan a que el aire en el interior sirva como aislante térmico y no permita la transferencia de calor con el medio ambiente, a fin de optimizar los costos en materiales y mejorar el rendimiento energético.

BIBLIOGRAFÍA

- ANES. (2010). *Red del Conocimiento de Tecnología Termosolar SCP de la ANES*. Obtenido de www.anes.org
- ASME, T. A. (2010). *Boiler and Pressure Vessel Code Seccion I* .
- ASME, T. A. (2010). *Boiler and Pressure Vessel Code Sección VIII División 1 parte UG-21*.
- ASME, T. A. (2010). *Boiler and Pressure Vessel Code Sección VIII División 1 parte UG-99*.
- ASME, T. A. (2010). *Codigo ASME Seccion IV*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion IV Figura HG 312.1*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 2 UG-32*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 1 Apéndice G*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VII Division 2, UG-39*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VIII Division 2 Pag. 4-314*.
- ASME, T. A. (2010). *Rules for Construction of Pressure Vessels Seccion VIII Division 2, UG-36*.
- Beltrán Petrosini, L. (2009). *Numero 11-20. Numero, 37-40*.
- Bernardelli, F. (2010). *Energía Solar Termodinámica en América Latina*. Cooperazione Italiana.
- Boiler, E. S. (2010). *imgbuddy*. Obtenido de www.imgbuddy.com
- Castells, X. E., & Bordas, S. (2012). *ENERGIA, AGUA, MEDIO AMBIENTE, TERRITORIALIDAD Y SOSTENIBILIDAD*. Madrid: Ediciones Díaz de Santos, S.A.
- Çengel, Y. A. (2012). *Termodinámica*. McGraw-Hill .
- Çengel, Y. A. (2012). *Termodinámica*. Editorial McGraw-Hill.
- CIEMOT. (2014). *SISTEMAS DE TORRE CON RECEPTOR CENTRAL*. Obtenido de www.psa.es
- CIFES. (2010). *Tecnologías*. Obtenido de www.cifes.gob
- Código Ecuatoriano de la Construcción. (2015). *Requisitos Generales de Diseño: Peligro Sísmico, Espectros de Diseño y Requisitos mínimos de cálculos para diseño sismoresistente*.
- Comisión Federal de Electricidad. (1996). *Geotermia. Revista mexicana de geoenergía*, 78-85.

- Concheiro, A. A., & Rodríguez Viqueira, L. (1985). *Alternativas energéticas*. Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, Centro Cultural Universitario.
- CONELEC. (2009). Plan Maestro de Electrificación.
- CONEVYT. (2012). Obtenido de www.conevyt.org
- Crespo, T. M., & García, A. (2011). *Centrales Termosolares*. Editorial Dykinson, S.L.
- Díaz Velilla, J. P. (2015). *Sistemas de energías renovables*. Madrid: Ediciones Parainfo S.A.
- Empaque de Hule. (2015). *Empaque de Hule*. Obtenido de www.empaquedehule.com
- Erazo Parga, M., & Cárdenas, R. (2013). *Ecología: Impacto de la problemática ambiental actual*. ECOE Ediciones.
- Fenercom, F. d. (2012). *Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica*. Obtenido de www.fenercom.com
- Guerra Plasencia, I., Ballesteros Perdices, M., & Heras Celemín, . D. (2008). *Fuentes de energía para el futuro*. MINISTERIO DE EDUCACION, POLITICA SOCIAL Y DEPORTE (Colección Aulas de Verano).
- Hernandez, J., Pachón Ospina, I. D., & Morales, F. (2012). *Central Solar Termoeléctrica de Colectores Cilindro-Parabólicos*. EAE.
- Horta, A., & González, A. (2012). *Iluminar la noche con la radiación solar*. Obtenido de www.cubasolar.cu
- INAMHI. (2015). *Tablas de horas de sol pico por region en el Ecuador*.
- INCROPERA, F. P., & DEWITT, D. P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 4th ed.* John Wiley & Sons, Inc.
- Innovahome. (15 de Noviembre de 2011). *Ingeniería Verde*. Obtenido de www.automatizat.wordpress.com
- Kalogirou, S. A. ((2004)). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 231–295.
- Kern, D. Q. (1950). *Process Heat Transfer*. Editorial McGraw-Hill.
- Kreith, F., & Bohn, M. S. (2001). *Principios de Transferencia de calor Sexta Edición, Pag. 495*. Thomson Learning.
- Kreith, F., & Roop, M. (4 de Noviembre de 2012). *Técnicas de almacenamiento de energía térmica*. Obtenido de www.todoproductividad.blogspot.com
- Levenspiel, O. (2004). *Flujo de Fluidos Intercambio de Calor*. Mexico: Editorial Reverté S.A.

- Llanes, P. M. (2010). *bibing*. Obtenido de www.bibing.us.es
- MAHAJAN, K. K. (s.f.). *DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Tabla 4. Factores que involucran K*, Pag. 79.
- MAHAJAN, K. K. (s.f.). *DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition Capitulo II* Pag. 59.
- MAHAJAN, K. K. (s.f.). *DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition* Pag. 162.
- MAHAJAN, K. K. (s.f.). *DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition* Pag. 164.
- MAHAJAN, K. K. (s.f.). *DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT Second Edition* Pag. 163.
- Maikelnai. (25 de Marzo de 2009). *Cómo funciona una solar térmica con almacenamiento por sales fundidas*. Obtenido de www.maikelnai.elcomercio.es
- Martínez, A. J. (20 de Febrero de 2008). *Energías Renovables y Generación distribuida*. Obtenido de www.generaciondistribuida.blogspot.com
- Martínez-Val, J. M. (29 de Octubre de 2009). *Almacenamiento térmico en plantas termosolares: Grupo de Investigaciones Termoenergéticas. UPM-ETSII*. Obtenido de www.fundacionenergia.es
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag 18.
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag. 187.
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag. 322.
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag. 92.
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag. 93.
- MEGYESY, E. (2001). *Pressure Vessel Handbook* Pag. 98.
- Meinel, A., & Meinel, M. (1982). *Aplicaciones de la Energía Solar*. Barcelona: Editorial Reverté S.A.
- Méndez, J., & Cuervo, R. (2007). *Energía Solar Fotovoltaica*. Madrid: Fundación Confemetal.
- Méndez, R. (6 de Marzo de 2014). *Un paso más para la fotosíntesis artificial*. Obtenido de www.omicrono.com
- Mollá, J. G. (24 de Septiembre de 2010). *La parábola sigue de moda*. Obtenido de www.i-matematicas.com
- MURRAY R., S. (1975). *Teoría y Problemas de Matemáticas Superiores para Ingenieros y Científicos*. Editorial McGraw-Hill.
- OPEXenergy. (2014). *Centrales Termosolares*. Obtenido de www.opex-energy.com

- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1979). *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor*. Editorial McGraw-Hill.
- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1979). *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor Pag. 172*. Editorial McGraw-Hill.
- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1979). *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Pag. 175*. Editorial McGraw-Hill.
- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1979). *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Tabla b.3 , Pag. 313*. Editorial McGraw-Hill.
- PITTS, D. R., & SISSOM, L. E. (1979). *Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Tabla B-1 Propiedades de los metales , Pag.306 .* Editorial McGraw-Hill.
- Renovetec. (2012). *La importancia de la limpieza de los espejos*. Obtenido de www.renovetec.com
- Robles, R. L. (2010). *Formas de Almacenamiento de Energía Solar*. Obtenido de www.frioycalor.cl
- Rockwool. (2015). *Firesafe Insulation*. Obtenido de www.rockwool.es
- Rodríguez, E. (5 de Febrero de 2014). *El almacenamiento de la energía solar*. Obtenido de www.fierasdelaingenieria.com
- Romeva, R. i., & Carles. (2002). *Diseño concurrente*. Edicions UPC.
- Solnova. (25 de Marzo de 2010). *Colectores cilindro parabólicos*. Obtenido de www.themorningstarg2.wordpress.com
- Teknoplof. (6 de Noviembre de 2014). *La Megatorre sevillana de la energía solar y como funciona*. Obtenido de www.teknoplof.com
- Tonda, J. (2009). *El oro solar y otras fuentes de energía*. Fondo de Cultura Económica.
- Weissermel, K., & Arpe, H. J. (2008). *Química orgánica industrial*. Reverte S.A.

ANEXOS

- **Anexo 1.** Ficha técnica Aceite Repsol 4 5W30
- **Anexo 2.** Ficha Técnica Aceite Shell Heat Transfer Oil S2
- **Anexo 3.** Ficha Técnica del Aceite Repsol 5W30
- **Anexo 4.** Tabla de datos obtenidos
- **Anexo 5.** Planos

ANEXO 1

FICHA TÉCNICA ACEITE REPSOL 4 5W30

ANEXO 2

FICHA TÉCNICA ACEITE SHELL HEAT TRANSFER OIL S2

ANEXO 3

FICHA TÉCNICA DEL ACEITE REPSOL 5W30

ANEXO 4

TABLA DE DATOS OBTENIDOS

ANEXO 5

PLANOS DEL CALDERO