



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA**

UNIDAD DE GESTIÓN DE POSGRADOS

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

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE MAGÍSTER
EN ENERGÍAS RENOVABLES**

TEMA:

**“ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DESARROLLO DE UN ACUMULADOR
PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE UNA CENTRAL
SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA”**

AUTORES:

**VEGA SOTO JORGE ENRIQUE
URRUTIA GOYES PAÚL FERNANDO**

DIRECTOR:

ING. GUASUMBA CODENA, JOSÉ, MSc.

**SANGOLQUÍ
2015**

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR

El suscrito Tutor Ing. Segundo José Guasumba Codena con cédula de identidad N° 1708318751, MSc. de nacionalidad ecuatoriana, en calidad de Director de Tesis de la Maestría en Energía Renovables,

CERTIFICA

Que el presente proyecto de grado que lleva como título, **“ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DESARROLLO DE UN ACUMULADOR PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE UNA CENTRAL SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA”**, realizado por el Ing. Paúl Fernando Urrutia Goyes con cédula de identidad N° 1803599305 y el Ing. Jorge Enrique Vega Soto con cédula de identidad N° 0103054292, como requisito para la obtención del título de Magíster en Energías Renovables, I Promoción de la ESPE, fue desarrollada bajo mi dirección y asesoría. La misma que cumple con los requisitos científicos, tecnológicos y académicos, razón por la cual autorizo su presentación y defensa.

Sangolquí, 11 de mayo de 2015



Ing. José Guasumba Codena, MSc.

DIRECTOR

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES

JORGE ENRIQUE VEGA SOTO

DECLARAN QUE:

Este proyecto de investigación de posgrado, denominado **“ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DESARROLLO DE UN ACUMULADOR PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE UNA CENTRAL SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA”**, ha sido elaborado con base a una investigación bibliográfica y técnica, respetando los derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan en las referencias bibliográficas, cuyas fuentes citadas e incorporan en este documento.

Consecuentemente, este trabajo de tesis de grado de Magíster en Energías Renovables, es de nuestra autoría intelectual.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico.

JORGE ENRIQUE VEGA SOTO

AUTOR

Sangolquí, 11 de mayo de 2015

PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES

AUTOR

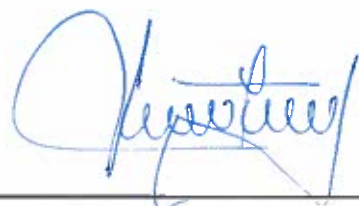
AUTORIZACIÓN

PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES

JORGE ENRIQUE VEGA SOTO

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del artículo científico correspondiente al proyecto de investigación de posgrado denominado “ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DESARROLLO DE UN ACUMULADOR PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE UNA CENTRAL SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA”, cuyo contenido, y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 11 de mayo de 2015



JORGE ENRIQUE VEGA SOTO

AUTOR



PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES

AUTOR

AUTORIZACIÓN

PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES

JORGE ENRIQUE VEGA SOTO

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución, del artículo científico correspondiente al proyecto de investigación de posgrado denominado “ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DESARROLLO DE UN ACUMULADOR PARA ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA DE UNA CENTRAL SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA”, cuyo contenido, y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 11 de mayo de 2015

JORGE ENRIQUE VEGA SOTO
AUTOR

PAÚL FERNANDO URRUTIA GOYES
AUTOR

DEDICATORIA

El presente proyecto va dedicado

A nuestras familias, por ser un apoyo constante en nuestra superación profesional.

A nuestras esposas, por haber sido un apoyo incondicional en el desarrollo de este proyecto y en el tiempo dedicado a esta investigación.

Paúl Fernando Urrutia Goyes

Jorge Enrique Vega Soto

Mayo, 2015

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas los compañeros de nuestros trabajos que nos apoyaron en la realización del presente proyecto de investigación.

A nuestras esposas por el apoyo que supieron mantener durante el tiempo de investigación.

Al Señor Ing. Msc. Segundo José Guasumba, Investigador de la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) por su apoyo para la consecución de este proyecto.

Debemos también mencionar nuestro agradecimiento y reconocimiento a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) que ha permitido el desarrollo de esta investigación para poder aportar con conocimiento, equipos y experiencia.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN	xvii
ABSTRACT	xviii
CAPITULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Definición del problema	3
1.3. Objetivos	4
1.3.1. General	4
1.3.2. Específicos.....	4
1.4. Alcance.....	4
1.5. Justificación e importancia de la investigación.....	4
MARCO TEÓRICO	6
2.1. Intercambiadores de calor	6
2.1.1. Intercambiadores de Calor Complejos	6
2.1.2. Intercambiadores de calor por su operación.....	6
2.1.3. Intercambiadores de calor por su función.....	9
2.1.4. Intercambiadores de calor por la forma de construcción	10
2.2. Calderas	12
2.2.1. Clasificación de las calderas según disposición de los fluidos.....	12
2.2.2. Calderas Acuotubulares	13
2.2.3. Calderas Piro tubulares.....	14
2.2.4. Clasificación de las calderas por su tecnología	18
2.2.5. Selección del tipo de caldera	21
2.2.6. Componentes Fundamentales	22
2.3. Modelación de Sistemas Térmicos	26
2.3.1. Transferencia de calor por conducción.....	26

2.3.2.	Conducción a través de una pared plana	27
2.3.3.	Conducción a través de paredes compuestas.....	28
2.3.4.	Analogía Eléctrica de la Conducción	29
2.3.5.	Resistencia de Contacto	31
2.3.6.	Conductividad Térmica	32
2.3.7.	Transferencia de Calor por Convección	32
2.3.8.	Transferencia de Calor por Radiación	33
2.3.9.	Ecuación de la conducción.....	35
2.3.10.	Flujo de calor a través de un cilindro hueco.....	36
2.3.11.	Coeficiente Global de Transferencia de Calor	38
2.3.12.	Transferencia de Calor por Convección.....	39
2.3.13.	Transferencia de Calor por Radiación	45
2.3.14.	Intercambiadores de Calor	46
2.3.15.	Flujo Alrededor de Tubos	48
2.4.	Principios Termodinámicos.....	51
2.4.1.	Balance de energía para sistemas de Flujo Estable.....	51
2.4.2.	Ciclo de Vapor de Carnot [8].....	52
2.4.3.	Ciclo Rankine: Ciclo Ideal para los Ciclos de Potencia de Vapor	54
CAPITULO 3.....		57
ESTADO DEL ARTE DE LOS ACUMULADORES TÉRMICOS		57
3.1.	Almacenamiento de Energía Térmica.....	57
3.2.	Consideraciones sobre el diseño a nivel de planta	60
3.2.1.	Sistemas de la planta de energía solar concentrada (CSP).....	60
3.2.3.	Consideraciones de diseño con almacenamiento.....	67
3.2.4.	Definiciones a nivel de planta	72
3.3.	Consideraciones a nivel de componentes	72
3.3.1.	Selección de medios de almacenamiento.....	73
3.3.2.	Compatibilidad de materiales	81
3.3.3.	Componentes del tanque de almacenamiento.....	83
3.3.4.	Fluidos de transferencia de calor.....	84
3.3.5.	Costo.....	85
3.3.6.	Madurez de la tecnología de almacenamiento	86
3.4.	Consideraciones a nivel de sistema	87
3.4.1.	Tipos de sistema de TES	88

3.4.2. Análisis teórico de los sistemas de TES	95
3.4.3. Eficiencia de energía y exergía de sistema de TES.....	103
3.4.4. Procedimiento de optimización para los tanques de TES	110
3.4.5. Análisis termo-económico	113
3.4.6. Evaluación del ciclo de vida.....	114
3.4.7. Principales conclusiones a nivel de sistema	116
3.5. Actividades de desarrollo en el almacenamiento de energía térmica para la CSP	116
3.6. Visión General.....	117
CAPÍTULO 4.....	118
DESARROLLO DEL ACUMULADOR.....	118
4.1. Fundamentos del Diseño.....	118
4.1.1. Temperatura Ambiente.....	121
4.1.2. Aislamiento térmico	121
4.2. Condiciones Operativas del Sistema.....	122
4.3. Análisis de los parámetros físicos y funcionales del acumulador.....	126
4.3.1. Condiciones de Temperatura de Entrada y Salida del Sistema.	126
4.3.2. Energía requerida en el Intercambiador de Calor del Acumulador Térmico.	126
4.4. Diseño Mecánico.....	129
4.4.1. Calculo de espesores y esfuerzos	131
4.5. Diseño Térmico	133
4.5.1. Cálculo de Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (LMTD).....	136
4.5.2. Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia	139
4.6. Datos Generales del Acumulador Térmico	158
CAPÍTULO 5.....	160
ANÁLISIS DE ENERGÉTICO.....	160
5.1. Procedimiento para el ensayo	160
5.2. Instrumentación Utilizada	164
5.3. Parámetros de Operación Nominales del Acumulador	166
5.4. Condiciones Iniciales del Ensayo	167
5.5. Desarrollo del Ensayo	167
5.6. Resultados del Ensayo.....	170
5.7. Análisis energético	174

CAPITULO 6.....	177
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	177
CONCLUSIONES	177
RECOMENDACIONES	180

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Capacidad Total Instalada (MWp).....	2
Tabla 2	Clasificación de las calderas según disposición de los fluidos	13
Tabla 3	Constantes de las ecuaciones (68) y (70) [7, p.379].....	51
Tabla 4	Descripción y estatus de la tecnología CSP [23]	61
Tabla 5	Herramientas de simulación para diseño de CSP's [29].....	69
Tabla 6	Datos publicados en potenciales materiales de almacenamiento de calor sensible [21]	74
Tabla 7	Datos publicados en potenciales materiales de almacenamiento de calor latente [38, 39]	76
Tabla 8	Medios de almacenamiento termoquímico [23]	78
Tabla 9	Requerimientos clave para el desarrollo de sistemas TES para plantas ..	88
Tabla 10	Características técnicas de la Central Térmica	122
Tabla 11	Temperaturas de entrada y salida del Fluido Térmico	124
Tabla 12	Propiedades del Fluido Térmico	125
Tabla 13	Presión de operación y presión máxima	129
Tabla 14	Datos para cálculo de espesor de acumulador	131
Tabla 15	Datos para cálculo del caudal según la densidad del fluido	152
Tabla 16	Características y Dimensiones de tubos para intercambiadores de calor	153
Tabla 17	Resultados de variables en el interior de los tubos	153
Tabla 18	Resultados de Caída de presión en los tubos	154
Tabla 19	Datos obtenidos del ensayo	175

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Intercambiadores de calor de flujo paralelo.....	7
Figura 2. Intercambiador de calor de contraflujo	7
Figura 3. Intercambiador de calor de flujo cruzado.	8
Figura 4. Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple	9
Figura 5. Intercambiadores de calor regenerativo y no regenerativo	10
Figura 6. Intercambiador de calor de coraza y tubos	11
Figura 7. Intercambiador de calor de placas.....	11
Figura 8. Detalle de caldera acuatubular y generador instantáneo.....	14
Figura 9. Detalle de caldera pirotubular horizontal.	15
Figura 10. Detalle de caldera de dos pasos de gases.	16
Figura 11. Detalle de caldera de triple paso de humos.	18
Figura 12. Detalle de caldera pirotubular estándar de agua caliente y caldera pirotubular de baja temperatura.	19
Figura 13. Caldera pirotubular de agua sobrecalentada.	19
Figura 14. Caldera acuatubular de fluido térmico.....	20
Figura 15. Caldera pirotubular de vapor con economizador incorporado.....	20
Figura 16. Pérdidas por radiación y convección.....	22
Figura 17. Caldera pirotubular.	24
Figura 18. Representación del convenio del signo.....	27
Figura 19. Sección transversal de una pared plana.....	28
Figura 20. Conducción unidimensional a través de paredes planas en serie	28
Figura 21. Analogía eléctrica para paredes en paralelo	30
Figura 22. Resistencia equivalente	31
Figura 23. Analogía eléctrica para la convección.	33
Figura 24. Calor por conducción en un cilindro hueco.	36
Figura 25. Intercambiadores de calor.....	46
Figura 26. Otros intercambiadores de calor	47
Figura 27. Temperatura de los fluidos en diferentes intercambiadores de calor.....	48

Figura 28. Esquema de un banco de tubos de flujo cruzado	49
Figura 29. Arreglos de tubos en un banco (a) Alineado, (b) Escalonados	50
Figura 30. Diagrama T-s par dos ciclos de vapor de Carnot.....	54
Figura 31. El Ciclo Rankine ideal simple.....	56
Figura 32. Diagrama esquemático de una planta de concentradores parabólicos con almacenamiento de dos tanques de sal derretida [22].....	65
Figura 33. Fundición del tanque de almacenamiento. [23].....	83
Figura 34. Desglose de los costos TES para almacenamiento de 2 tanques de calor sensible indirecto [25].....	85
Figura 35. Estado de la madurez de la tecnología de almacenamiento [49].....	86
Figura 36. Termoclina ideal tipo activa (izquierda) y tanque termoclina tipo pasiva con material de relleno (derecha) [23].....	91
Figura 37. Integración de un acumulador de vapor en una planta de generación de vapor directo. El acumulador en este diseño también trabaja como separador de fase [23].....	92
Figura 38. Diagrama TES para producción de vapor en una planta de energía [23].	94
Figura 39. Esquema simplificado de integración de un sistema de almacenamiento combinado de calor sensible/latente para generación directa de vapor [23].	95
Figura 40. Acumulador de vapor de presión variable (de Ruth) [41]. La boquilla de carga fue inventada por Ruth para cambiar el flujo de vapor entrante hacia arriba.	97
Figura 41. Sistema de TES con tubos embebidos para un área incrementada de transferencia de calor [23].	99
Figura 42. Transferencia de calor entre el HTF y un PCM utilizando HP's [52].	100
Figura 43. Módulos utilizados para el análisis en la Ref. [52]; el PCM es KNO ₃ , el HTF es Therminol.	101
Figura 44. Ilustración esquemática de (a) la configuración de flujo en el Módulo 1 y Módulo 2 de un sistema LTES, (b) la sección transversal de un tubo de calor identificando la geometría interna, (c) la red de resistencia térmica de LTES, y (d) los elementos térmicos para una conducción radial [53].	102

Figura 45. Representación esquemática de unidades en serie de almacenamiento de calor sensible durante la carga. Adaptado de la Ref. [59].	109
Figura 46. Esquema del proceso de dimensionamiento del tanque (generalizado utilizando el procedimiento usado por Van Lew et al. [50]).	111
Figura 47. Diagrama del proceso de Cálculo.	120
Figura 48. Esquema de condiciones de temperatura.	122
Figura 49. Esquema de la CST y Temperaturas de trabajo del sistema.	123
Figura 50. Diagrama de Ciclos de la CST.	124
Figura 51. Diagrama termodinámico T-v del proceso.	127
Figura 52. Esquema del Diseño Mecánico del Acumulador.	131
Figura 53. Diagrama para esfuerzos del cuerpo del acumulador.	132
Figura 54. Esquema de Cuerpo de Acumulador.	133
Figura 55. Diagrama de flujo de las etapas de transferencia de calor.	134
Figura 56. Esquema de analogía eléctrica del proceso 1 – 2.	134
Figura 57. Esquema de tubos de intercambiador.	135
Figura 58. Esquema de analogía eléctrica proceso 2 – 3.	135
Figura 59. Esquema de la estructura de acumulador térmico.	136
Figura 60. Diagrama del intercambiador y acumulador térmico.	137
Figura 61. Diagrama de temperaturas de los fluidos del sistema.	137
Figura 62. Factor de corrección para un paso por la carcasa y un número para de pasos.	139
Figura 63. Esquema estructura del Acumulador.	144
Figura 64. Modelo equivalente de resistencias eléctricas proceso 2 – 3.	145
Figura 65. Esquema mecánico constructivo del Acumulador.	147
Figura 66. Espejo de intercambiador.	148
Figura 67. Espejo con deflector para cámara de aceite.	149
Figura 68. Esquema de conjunto de Acumulador Térmico.	149
Figura 69. Diagrama del sistema del Acumulador Térmico para condiciones de estado estacionario.	150

Figura 70. Esquema de condiciones de temperatura de los tubos del intercambiador.	155
Figura 71. Esquema de resistencias eléctricas en el interior de los tubos.	156
Figura 72. Diseño 3D del Acumulador Térmico.	158
Figura 73. Diagrama del acumulador térmico para el ensayo.	161
Figura 74. Puntos de mediciones de temperatura del acumulador.	162
Figura 75. Instrumentos instalados en el acumulador.	164
Figura 76. Diagrama T - v - Acumulador térmico.	166
Figura 77. Instalación y prueba de instrumentación.	168
Figura 78. Pruebas de circulación con aire en el intercambiador.	168
Figura 79. Pruebas del sistema de combustión.	169
Figura 80. Equipo preparado para inicio de pruebas operativas.	169
Figura 81. Llenado de la cámara del acumulador.	170
Figura 82. Comportamiento de temperaturas en el acumulador térmico.	171
Figura 83. Comportamiento de temperaturas durante el arranque.	171
Figura 84. Comportamiento de los gases de combustión a lo largo del intercambiador.	172
Figura 85. Temperatura de Cámara de Vapor.	172
Figura 86. Temperatura superior de la cámara del acumulador.	173
Figura 87. Temperatura de los gases vs. Temperatura de Cámara de Vapor.	173
Figura 88. Calor generado vs. Temperatura de la cámara de vapor.	174
Figura 89. Balance Térmico del Acumulador.	176
Figura 90. Balance Térmico considerando Aislamiento Térmico.	176

ANEXOS

ANEXO A: Tabla de mediciones de temperaturas del Ensayo.

ANEXO B: Análisis del Acumulador Térmico.

ANEXO C: Especificaciones de Tuberías.

ANEXO D: Planos constructivos del Acumulador Térmico.

RESUMEN

En el presente trabajo, se desarrolla el diseño del Acumulador Térmico (AT) para la Central Solar de Media Temperatura (CST). Se trata de un Acumulador térmico con capacidad de generación de vapor, a través de un intercambiador de calor, el cual podrá ser utilizado en múltiples aplicaciones. El equipo desarrollado es una máquina térmica que ha sido dimensionada de acuerdo a normativas internacionales. El diseño térmico comprende un proceso iterativo de cálculos, en el que interviene los parámetros de funcionamiento del acumulador y de la CST. En la etapa inicial del proyecto, se realiza un levantamiento de la información, para conocer las necesidades energéticas y equipos disponibles para la CST, posteriormente se establecen las temperaturas requeridas de los fluidos de trabajo y se realizan los cálculos de las propiedades termodinámicas de los mismos. Posteriormente se realizan estimaciones preliminares de las dimensiones y características geométricas del AT, se considera el sistema del intercambiador de calor que forma parte del mismo. Con las dimensiones se desarrolla el modelo del acumulador térmico para su construcción y posteriores pruebas operativas en las que se obtuvieron distintas variables tales como: presión, temperatura, velocidades de flujo, volúmenes, etc, con el objetivo de realizar el análisis energético del acumulador térmico. Los datos de mediciones fueron procesados para determinar el comportamiento y caracterización térmica, consecuentemente se determinaron los valores de calor transferidos en los distintos procesos y la eficiencia del sistema térmico.

PALABRAS CLAVES:

- **RADIACIÓN SOLAR**
- **CENTRAL SOLAR TÉRMICA (CST)**
- **TES**
- **CSP**
- **ACUMULADOR TÉRMICO**

ABSTRACT

In this effort, the design of thermal storage for Medium Temperature Solar Station (CST) is developed. This accumulator is useful for generating steam through a heat exchanger. The steam generator can be used in multiple applications. In the development process, knowledge acquired in subjects like material strength, thermodynamics, heat transfer, fluid-mechanical control systems, etc. The device has been dimensioned according to international regulations. The thermal design involves iterative calculations in the operating parameters. First, a survey of information is made, such as energy demands and available equipment for CST, then temperatures required for fluids are established and calculations of thermodynamic properties are made, so preliminary dimensions and geometrical characteristics are established. With preliminary dimensions, an iterative process starts and different kind of conditions are analyzed. Once it process ends, final dimensions are available and prototype construction is done. In order to perform energy analysis of the thermal storage system, operating tests are development. The measurement data were processed order to determine the behavior and thermal characterization of the accumulator; consequently the values of heat transfer in the different processes and efficiency of the heating system were determined.

SIMBOLOGÍA

CST:	Central Solar Térmica de Media Temperatura.
TES:	Thermal Energy Storage (Almacenamiento de Energía Térmica).
CSP:	Energía solar concentrada.
PV:	Energía Fotovoltaica
CPV:	Concentradores Fotovoltaicos
SAM:	System Advisor Model.
SHS:	Almacenamiento de calor sensible (Sensible Heating Storage).
HTF:	Fluido de Transferencia de Calor (Heat Transfer Fluid)
LHTES:	Sistema de Almacenamiento de energía térmica de calor latente (Latent Heating Thermal Energy Storage).
LCOE	Costo normalizado de Energía (Levelised Cost of Energy)
ROI	Tasa de Retorno de inversión.
SHTES:	Sistema de Almacenamiento de energía térmica de calor sensible (Sensible Heating Thermal Energy Storage)
PCM:	Material de cambio de Fase (Phase Change Material).
ρ :	Densidad
Cp:	Calor específico a presión constante.
HSP:	Horas Solar Pico
LMTD:	Diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD)
\dot{Q}_{sist}	Calor del Sistema
\dot{V}_{ideal}	Volumen ideal para el sistema de aceite
m_f	Masa de fluido - líquido saturado
m_g	Masa de fluido - vapor saturado
h_f	Entalpía del fluido - líquido saturado

h_{fg}	Entalpia de vaporización
h_g	Entalpia del fluido - vapor saturado
X	Calidad del vapor
\dot{m}	Flujo másico
S	Esfuerzo del material [PSI] - [MPa] (ASTM-36)
E	Eficiencia de la junta
CA	Corrosión permitida
t	Espesor de la pared del cuerpo
b	Ancho de la plancha de acero
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección
k	Coeficiente de conductividad térmica
U	Coeficiente global de transferencia de Calor
ΔT_{ml}	Diferencia de temperaturas media logarítmica
F	Factor de Corrección del Intercambiador
Nu	Numero de Nusselt
Gr	Numero de Grashof
σ	Coeficiente de Stefan Boltzman
h_r	Coeficiente de transferencia de calor por convección considerando la ebullición
N	Numero de tubos del intercambiador del acumulador térmico.
Δp	Variación de presión en los tubos del intercambiador de calor.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

La república del Ecuador tiene particularidades topográficas muy diversas, de gran multiplicidad climática y circunstancias únicas que le otorgan un eminente potencial de energías renovables y limpias, mismas que no pueden quedar al margen de una compilación de recursos energéticos.

La utilización práctica de la energía solar, un recurso renovable y limpio como fuente de energía, tiene como objetivos principales: la contribución a la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero, diversificación de la matriz energética, disminución de la generación con energías no renovables con el consecuente ahorro de combustibles fósiles, y la posibilidad de llegar a zonas aisladas.

El Ecuador por estar situado sobre la línea ecuatorial tiene un potencial de energía solar con niveles muy importantes. Los datos de radiación solar directa en el Ecuador presentan homogeneidad de los valores a lo largo del año, los mismos que oscilan entre los 4.27 kWh/m² en el mes de mayo y los 3.06 kWh/m² de septiembre.

El hecho de que la radiación solar sea homogénea a lo largo del año reduce en forma significativa el problema de variaciones aleatorias de este parámetro, lo que hace muy confiable y rentable el uso tecnológico de este recurso para diversas aplicaciones como es el caso de la energía solar térmica de alta temperatura.

Las centrales solares térmicas o termosolares, se convierten en una solución para múltiples aplicaciones, las técnicas de aprovechamiento de la radiación solar para la conversión en energía eléctrica o utilización a través de una transformación intermedia en energía térmica se clasifican en dos grandes grupos: las que concentran la radiación solar a lo largo de una línea y las que concentran la radiación solar en un punto.

A nivel mundial se han desarrollado e instalado varias centrales termosolares. A continuación se presenta resumen de potencias instaladas a nivel mundial a finales del 2011:

Tabla 1
Capacidad Total Instalada (MWp)

País o Región	2005	2006	2007	2007	2009	2010	2011
Total Mundial	354	355	438	494	820	1193	1707
UE	0	0	11	62	384	638	1108
España	0	0	11	61	382	632	1102
USA	354	355	427	432	517	517	517
Argelia	0	0	0	0	0	0	25
Marruecos	0	0	0	0	0	20	20
Egipto	0	0	0	0	0	0	20
Irán	0	0	0	0	0	17	17
Italia	0	0	0	0	0	4.7	4.7
Alemania	0	0	0	0	0	1.5	1.5

Fuente: <http://www.nrel.gov>

Las tecnologías para centrales solares térmicas no son muy utilizadas actualmente. Se instaló un total de 354 MW de capacidad entre 1985 y 1991

en California y han estado operando en el mercado desde entonces. Después de un paréntesis de interés entre 1990 y 2000, el interés en las centrales solares térmicas, ha crecido en los últimos diez años. Una serie de nuevas plantas se han implementado desde el 2006 como resultado de los decrecientes costes de inversión y LCOE (Levelised Cost of Energy) [1], así como nuevas políticas de apoyo a estas tecnologías.

España es ahora el mayor productor de electricidad con centrales solares térmicas y cuenta con varias plantas termosolares de gran escala, en etapa de planificación y otras en construcción en los Estados Unidos y el norte de África.

1.2. Definición del problema

El uso de tecnologías para obtención de energía térmica, en nuestro país, se ven limitadas al uso de combustibles de origen fósil, lo que conlleva a un alto costo para su producción y además implica la alta emisión de contaminantes a la atmosfera como es el caso del Dióxido de carbono (CO₂).

En nuestro país no existe un adecuado estudio del flujo de radiación solar, así como de los equipos, componentes o sistemas que se requieren para su aprovechamiento. Con el desarrollo del presente proyecto se pretende mejorar y desarrollar las capacidades técnicas y de funcionamiento de los equipos de una central solar térmica, determinando sus parámetros de operación y analizando la idoneidad de los mismos.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

Realizar el análisis energético, dimensionamiento y construcción de un acumulador, para almacenamiento de energía térmica de una Central Solar de Media Temperatura.

1.3.2. Específicos

- Analizar las variables de conversión de energía térmica para la construcción del acumulador.
- Diseñar e implementar el acumulador térmico para una central solar.
- Caracterizar los datos experimentales con aplicación a potenciales modelos de utilidad que beneficien a los sectores productivos y a la comunidad.
- Evaluar de forma técnica y ambiental el proyecto.
- Elaborar un modelo matemático que permita determinar la tendencia del comportamiento energético del acumulador.

1.4. Alcance

Analizar energéticamente el acumulador térmico de la central solar térmica de alta temperatura, establecer los parámetros de operación y realizar su dimensionamiento. Adicionalmente construir los elementos del acumulador y comprobar su funcionamiento.

1.5. Justificación e importancia de la investigación.

La radiación solar es una de las principales fuentes de energía alternativa con la que se cuenta en nuestro planeta y que puede llegar a sustituir o complementar a la energía proveniente de los hidrocarburos, por esta razón,

el uso de sistemas de concentración de energía solar, se convierte en una alternativa para una variedad extensa de aplicaciones.

En la actualidad, el desarrollo de una infraestructura que permita implementar soluciones de alta temperatura para aplicaciones industriales es escaso, a pesar que se cuenta con los recursos humanos, técnicos y económicos para desarrollar y llevar a cabo un proyecto de esta magnitud.

La ubicación geográfica del Ecuador, lo convierte en un país con gran potencial de aprovechamiento de la energía solar, sin embargo los esfuerzos no han sido encaminados o direccionados al desarrollo de nuevos medios que permitan su aprovechamiento.

Por los motivos mencionados anteriormente, el estudio de la radiación solar y el desarrollo de sistemas de aprovechamiento, tanto de baja como de alta temperatura, permitirán contar con alternativas para enfrentar el suministro energético, impulsar la diversificación de la matriz energética y disminuir la contaminación originada por el uso de combustibles fósiles.

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. Intercambiadores de calor

2.1.1. Intercambiadores de Calor Complejos

Son dispositivos que permiten transferir el calor, en el cual los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos y el contacto térmico se da con las paredes metálicas que los separan.

Debido a que los intercambiadores de calor presentan una gran variedad de formas, tamaños, materiales y modelos, se debe hacer una categorización de acuerdo a sus características comunes, clasificándolos de esta manera, de acuerdo a su operación, por su función y por su forma de construcción.

2.1.2. Intercambiadores de calor por su operación.

De acuerdo a la operación que deseamos realizar, podemos encontrar diversas direcciones relativas que existe entre los flujos de fluido. Las tres categorías son: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado.

Flujo paralelo: Se presenta cuando el flujo interno y externo fluyen en la misma dirección, ingresando estos por el mismo extremo y entre ellos buscan llegar a tener un equilibrio térmico, considerando que el de menor temperatura nunca alcanzará la temperatura del fluido más caliente.

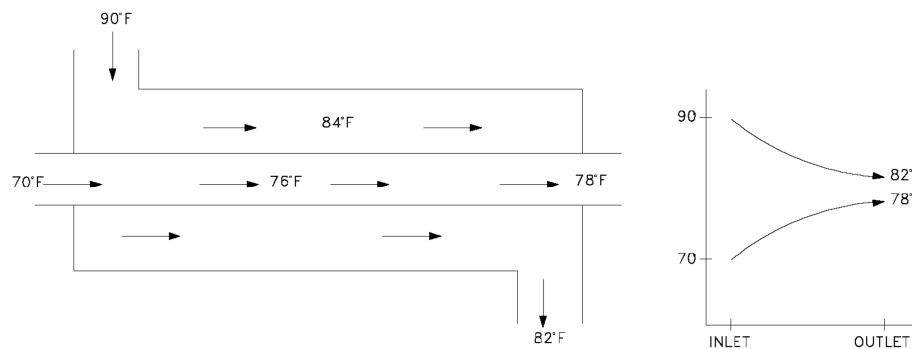


Figura 1. Intercambiadores de calor de flujo paralelo

Fuente: Heat handbook, John Wiley & Sons [4]

Contraflujo: Se presenta cuando dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto, en el intercambiador cada fluido ingresa por diferente extremo, y el fluido con menor temperatura sale en contraflujo en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura. A diferencia del anterior puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

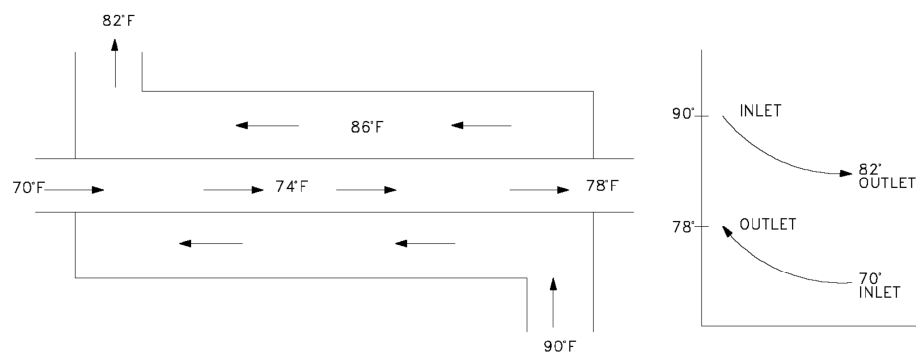


Figura 2. Intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: Heat handbook, John Wiley & Sons [4]

Flujo cruzado: Este tipo de intercambiador se presenta cuando uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, es decir uno de ellos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° .

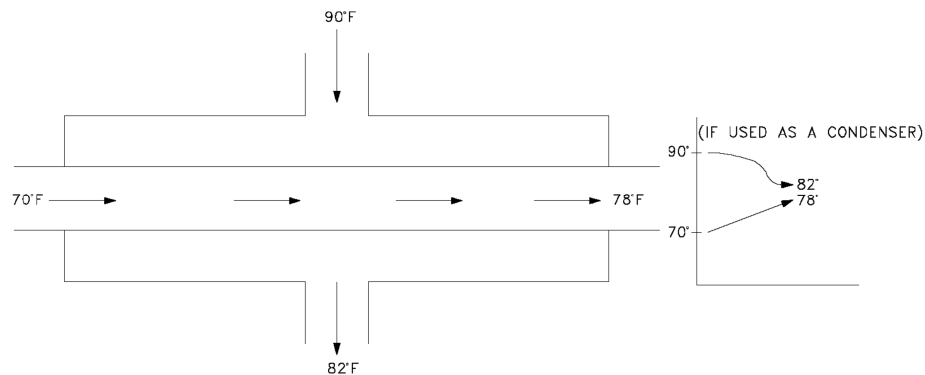


Figura 3. Intercambiador de calor de flujo cruzado.

Fuente: Heat handbook, John Wiley & Sons [4]

Intercambiadores de paso simple y de paso múltiple: Estos son usados con el objeto de incrementar su eficiencia, debido a que los fluidos pasan varias veces en el intercambiador logrando incrementar el área de contacto. Los de paso simple son aquellos en los cuales el fluido intercambia calor una sola vez, son aquellos en los cuales se invierten el sentido del flujo debido a que se incorporan en el equipo dobleces en el tubo en forma de "U" y/o deflectores.

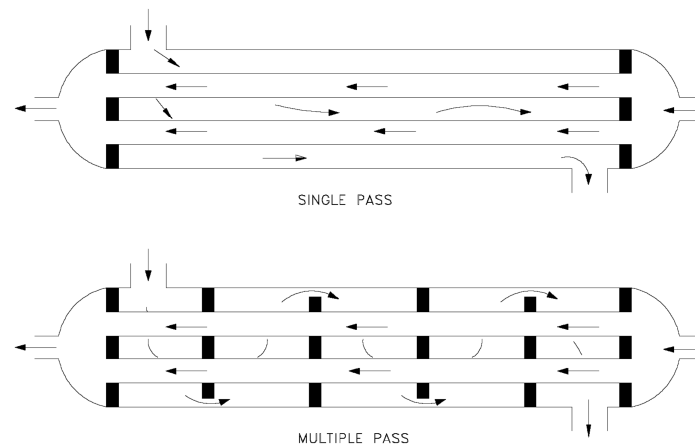


Figura 4. Intercambiador de calor de paso simple y de paso múltiple
Fuente: Heat handbook, John Wiley & Sons [4]

2.1.3. Intercambiadores de calor por su función

De acuerdo a su función los intercambiadores de calor se dividen en regenerativos y no regenerativos y cuyo término se refiere básicamente a su funcionamiento.

Regenerativos: Se los representa de esta manera cuando una porción del fluido del sistema principal es tomado con el objeto de que este ceda temperatura en el intercambiador y posteriormente es conducido hasta el sistema principal formando de esta manera un ciclo.

No regenerativos: Es cuando un fluido de mayor temperatura es enfriado por otro de menor temperatura el mismo que pertenece a un sistema que se encuentra separado

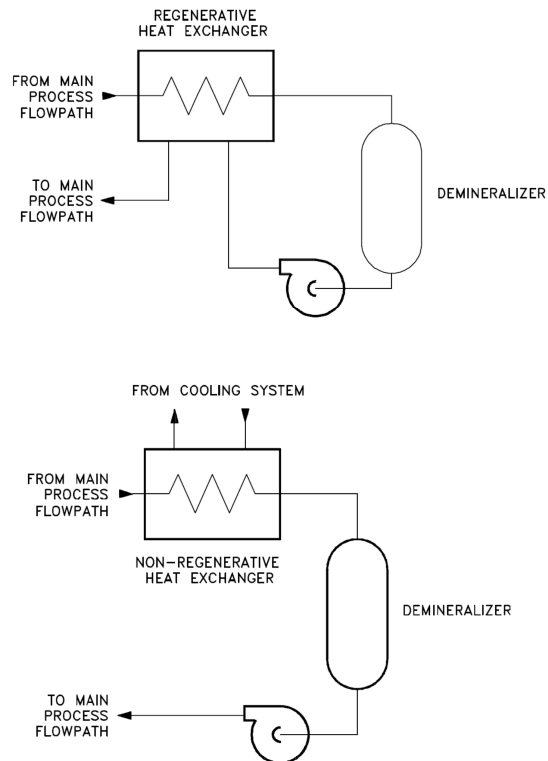


Figura 5. Intercambiadores de calor regenerativo y no regenerativo

Fuente: Heat handbook, John Wiley & Sons [4]

2.1.4. Intercambiadores de calor por la forma de construcción

De acuerdo a su forma de construcción, se dividen en: intercambiadores de coraza y tubos y de placa

Intercambiador de calor de coraza y tubos: El intercambiador está compuesto por un conjunto de tubos colocados de forma paralela, soldados a una placa para darles sujeción entre ellos y ubicados al interior de una carcasa cilíndrica conocida como coraza. En este, los fluidos que tienen mayor presión circulan al interior de los tubos y los de menor en la coraza.



Figura 6. Intercambiador de calor de coraza y tubos

Fuente: ITESCAM México

Intercambiador de calor de placas: El intercambiador está compuesto por una serie de placas finas corrugadas colocadas de forma intercalada por donde transitan dos fluidos, uno frío y otro caliente, la sumatoria de ellas confieren una gran área de transferencia térmica, por lo que le convierte en un intercambiador de gran eficiencia, sin embargo su aplicación se la realiza para fluidos de presiones pequeñas.



Figura 7. Intercambiador de calor de placas

Fuente: ITESCAM México

2.2. Calderas

2.2.1. Clasificación de las calderas según disposición de los fluidos

Las calderas se clasifican en función del paso del fluido caloportador a través de los tubos de intercambio.

Por su diseño constructivo, lógicamente tienen un bajo volumen de agua y, por lo tanto, pueden ser clasificadas atendiendo sus características técnicas. Para la se consideran las características técnicas de la instalación debiendo conocerse:

- Tipo de equipo: recipiente, caldera o tubería.
- Características del fluido utilizado: estado (gas o líquido) y grupo de peligrosidad del fluido (peligroso o no peligroso).
- Presión máxima admisible del equipo (PS) en bares [bar].
- Volumen (V) en litros [L], o diámetro nominal (DN) en milímetros para las tuberías.
- Presión máxima de servicio del equipo en la instalación (Pms) en bares [bar].
- Presión de precinto de los elementos de seguridad del equipo (Pp) en bares [bar].

Como resumen no exhaustivo, para la mayor parte de los equipos puede utilizarse la tabla que se indica a continuación:

Tabla 2

Clasificación de las calderas según disposición de los fluidos

TIPO EQUIPO	FLUIDO		CUADRO	CATEGORÍA (PS x V o PS x DN)			
	Grupo 1 (Peligroso)	Grupo 2 (No peligroso)		I	II	III	IV
RECIPIENTE	Gas	x	1	>25	>50	>200	>1.000
			2	>50	>200	>1.000	>3.000
	Líquido	x	3	>200	>200 PS>10	PS>500	-
			4	>10.000 PS>10	PS>500 V>10	-	-
CALDERA	Caldera vapor o agua sobrecalentada		5	V>2	>50	>200	>3.000
TUBERÍA	Gas	x	6	DN>25	DN>100 >1.000	DN>350 >3.500	-
			7	>1.000 (DN>32)	>3.500 (DN>100)	>5.000 (DN>250)	-
	Líquido	x	8	>2.000	>2.000 PS>10 (DN>25)	PS>500	-
			9	PS>10 DN>200 >5.000	PS>500 DN>200	-	-

Referencia: Normativa española:

Reglamento de Equipos a Presión en su Instrucción Técnica Complementaria ITC
EP-1 Capítulo II Artículo 3 [3]:

Anexo II del RD 769/1999 aplicable en cada caso, y entrando con el valor de PS x V se obtiene la correspondiente categoría del equipo, o en caso de tuberías con PSxVN

En el caso de calderas de vapor, el título de vapor es muy bajo (0,85), es decir, que el contenido de agua por unidad de masa es muy alto (15%) si no se les añaden subconjuntos secadores del vapor, tales como recalentadores o sobrecalentadores.

2.2.2. Calderas Acuotubulares

Son aquellas calderas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos. Son de aplicación cuando se requiere una presión de trabajo por encima de los 22 bar.

Las exigencias de la calidad del agua de alimentación a estas calderas suele ser superior al requerido para otro tipo de calderas. Los generadores instantáneos también forman parte de la familia de calderas acuotubulares.

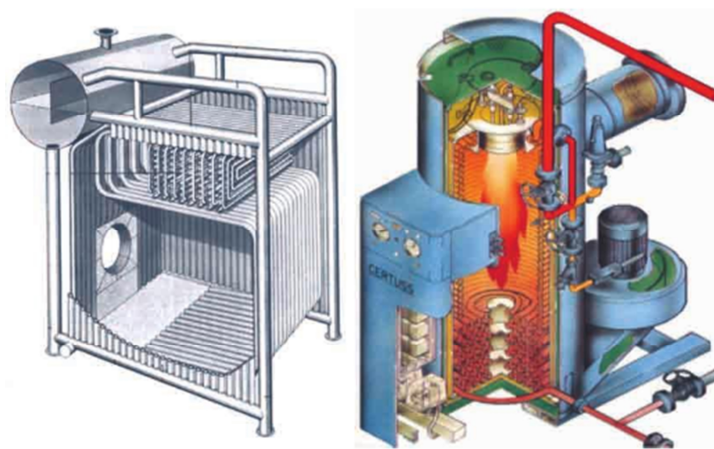


Figura 8. Detalle de caldera acuotubular y generador instantáneo.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.3. Calderas Piro-tubulares

Son aquellas calderas en las que los gases de la combustión circulan por el interior de los tubos y el líquido se encuentra en un recipiente atravesado por dichos tubos. Son de aplicación principalmente cuando la presión de trabajo es inferior a los 22 bar [2].

Por su diseño, tienen un gran volumen de agua, por lo que suelen estar la totalidad de las mismas clasificadas en la clase segunda. De acuerdo con lo indicado en el Reglamento de Equipos a Presión en su instrucción técnica complementaria ITCEP-I Capítulo II Artículo 3 [3].

Dicho volumen de agua les permite adaptarse mejor a las variaciones de la instalación que las calderas acuotubulares.

El vapor producido por las misma suele tener un título de vapor cercano al 1, es decir, que el contenido de agua por unidad de masa es bajo (3%), no siendo necesario instalar equipos auxiliares complementarios.

Las exigencias de la calidad del agua de alimentación son menores a las requeridas por las calderas acuotubulares.

Las calderas pirotubulares se clasifican en función de la disposición del haz tubular en:

- Calderas horizontales: el haz tubular está dispuesto de la parte delantera a la trasera de la caldera.



Figura 9. Detalle de caldera pirotubular horizontal.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

- Calderas verticales: el haz tubular está dispuesto de la parte inferior a la parte superior de la caldera.

Las calderas pirotubulares se clasifican en función del número de haces tubulares en:

- Calderas de dos (2) pasos de gases.

En el diseño de dos pasos de humos, ver Fig. 10, se distinguen claramente dos vías de paso autónomas de circulación de los productos de

combustión. Se puede diferenciar una cámara cilíndrica de combustión denominada hogar, localizada en la parte inferior de la caldera y rodeada por una pared posterior totalmente refrigerada por agua (cámara húmeda).

Los gases de combustión producidos por el quemador en la parte posterior de la cámara de combustión (hogar) fluyen en sentido inverso a través del hogar volviendo hacia el núcleo de la llama por la zona exterior de la misma hasta la zona delantera de la caldera para introducirse en los tubos del segundo paso de humos.

Seguidamente, los gases de combustión de la caldera son dirigidos hacia la caja de gases trasera y evacuados al exterior.

Las calderas que se basan en este principio se caracterizan por su bajo rendimiento, así como por el alto contenido de sustancias contaminantes en sus gases de combustión.

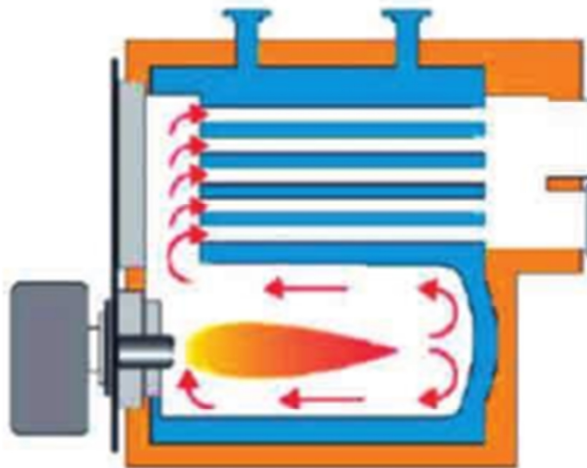


Figura 10. Detalle de caldera de dos pasos de gases.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

- Calderas de tres (3) pasos de gases.

En el diseño de tres pasos de humos, ver Fig. 11, se distinguen claramente tres vías de paso autónomas de sentido único de circulación de los productos de combustión. Se puede diferenciar una cámara cilíndrica de combustión denominada hogar (CD), localizado en la parte inferior de la caldera y rodeado por una pared posterior totalmente refrigerada por agua (cámara húmeda).

Los gases de combustión producidos por el quemador en la parte posterior de la cámara de combustión (hogar) fluyen a través de los tubos de humos en el segundo paso de humos.

Seguidamente, los gases de combustión de la caldera cambian de dirección en la parte frontal de la caldera, pasando a través de los tubos de humos en el tercer paso de humos, hacia el conducto de expulsión de gases, por el que se evacúan al exterior.

Las calderas que se basan en este principio se caracterizan por su alto rendimiento, así como por el bajo contenido de sustancias contaminantes en sus gases de combustión.

Estas calderas pueden ser instaladas cumpliendo las exigencias medioambientales más rigurosas.

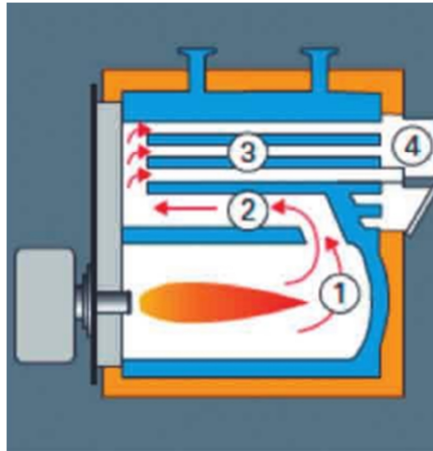


Figura 11. Detalle de caldera de triple paso de humos.
Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.4. Clasificación de las calderas por su tecnología

Las calderas o generadores son equipos que, aplicando el calor de un combustible gaseoso, líquido o sólido mediante quemador especialmente diseñado para cada combustible, calientan el agua hasta 95 °C (calderas de agua caliente), por encima de los 100 °C (calderas de agua sobrecalentada), calientan agua y producen su cambio de estado de fase líquida a fase gaseosa (calderas de vapor), o calientan un fluido caloportador diferente al agua (calderas de fluido térmico).

2.2.4.1. Calderas de agua caliente

Las calderas de agua caliente son aquellas en las que el fluido caloportador es el agua y tienen una temperatura máxima de servicio inferior a 100 °C. Este tipo de calderas pueden ser acuotubulares o piro-tubulares.



Figura 12. Detalle de caldera pirotubular estándar de agua caliente y caldera pirotubular de baja temperatura.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.4.2. Calderas de agua sobrecalentada

Los calderos de agua sobrecalentada son aquellos en los que el fluido caloportador es el agua y tienen una temperatura máxima de servicio superior a 110 °C. Este tipo de calderos pueden ser acuotubulares o pirotubulares.

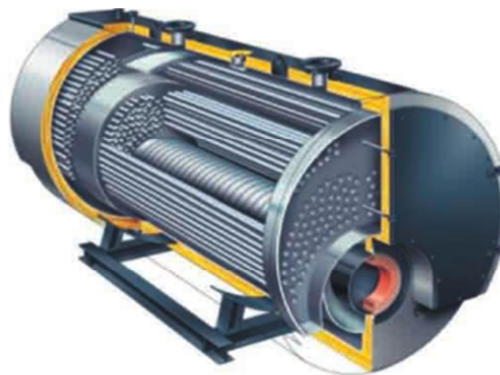


Figura 13. Caldera pirotubular de agua sobrecalentada.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.4.3. Calderas de fluido térmico

Las calderas de fluido térmico son aquellas en las que el fluido caloportador es distinto al agua. Este tipo de calderas pueden ser únicamente acuotubulares.

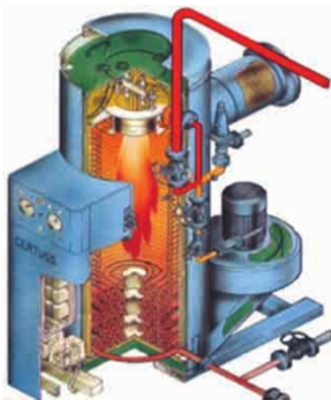


Figura 14. Caldera acuotubular de fluido térmico.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.4.4. Calderas de vapor

Las calderas de vapor son aquellas en las que el fluido caloportador es vapor de agua. Este tipo de calderas pueden ser acuotubulares o piro-tubulares.



Figura 15. Caldera piro-tubular de vapor con economizador incorporado.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.5. Selección del tipo de caldera

Los parámetros principales que se han de tener en cuenta a la hora de seleccionar el tipo de caldera son los siguientes:

- Potencia útil (para las calderas de agua caliente, agua sobrecalentada y fluido térmico) según el requerimiento térmico de la instalación a la cual van a alimentar.
- Producción de vapor (para las calderas de vapor) según el consumo de vapor necesario en el proceso.
- Presión de trabajo en continuo (para todos los tipos) de acuerdo con la presión necesaria en el consumidor más alejado del centro de producción.
- Temperatura de trabajo en continuo, según el requerimiento constante de la instalación.

Pérdidas por radiación y convección

Las pérdidas relativas de calor en el ambiente (pérdidas por radiación y convección) es una de las características de la caldera que debe tenerse en cuenta.

Su valor está condicionado por la eficacia del aislamiento del cuerpo de la caldera. En este caso, tienen una gran importancia los elementos cuyo coeficiente de transmisión del calor λ_1 [W/mK] sea bajo, así como su espesor S_1 [mm], ver Fig. 2.16.

El aislamiento del cuerpo en cada condición ambiental debe garantizar que se consigan las condiciones de equilibrio, es decir, que el valor de la

temperatura del cuerpo de la caldera no bajará de una manera significativa y, así, minimizar las pérdidas de temperatura.

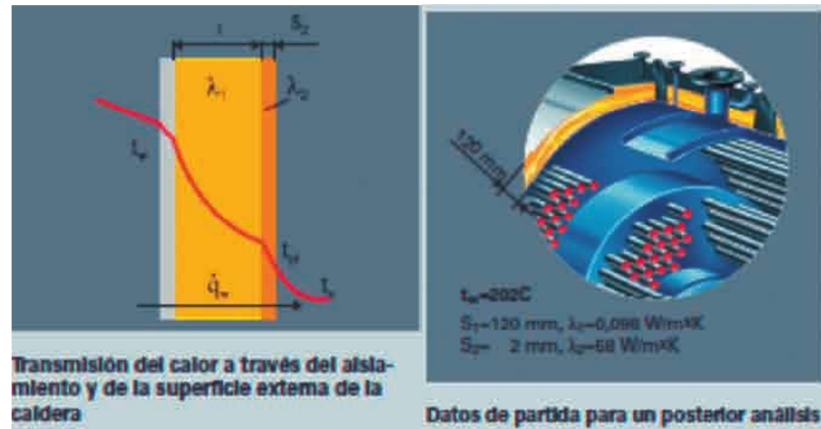


Figura 16. Pérdidas por radiación y convección.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.6. Componentes Fundamentales

2.2.6.1. Calderas pirotubulares

Los componentes que forman las calderas pirotubulares son los siguientes:

- **Envolvente exterior o virola exterior.**

Este elemento es de forma cilíndrica y es el encargado de contener los fluidos (agua/vapor) y evitar que estos salgan al exterior, en la misma van montadas las tubuladuras de control y supervisión, tales como los controles de nivel, los indicadores ópticos de nivel y orificios de inspección del lado de agua, etc.

- **Cámara de combustión u hogar de combustión.**

La cámara de combustión, de construcción cilíndrica y disposición horizontal, puede fabricarse en ejecución lisa u ondulada, en función del tamaño de la caldera y de la presión de trabajo de la misma. Esta encargada de contener la llama del quemador e iniciar el intercambio de energía por radiación.

- **Cámara de inversión de gases (solo en las calderas de tres pasos de gases).**

Este elemento es el encargado de reconducir los gases de la combustión hacia el haz tubular o II (2º) paso de gases, haciendo cambiar de dirección a los mismos. Por regla general, esta cámara está totalmente refrigerada por agua, y construida de forma cilíndrica y horizontal. En calderas de bajo rendimiento, uno de los dos fondos no está refrigerado por agua, sino que lo está de una mampostería de cemento refractario.

- **Fondo delantero y trasero exterior.**

De forma circular, van soldados a la virola exterior y, al igual que ésta, evitan que los fluidos salgan al exterior. En estas piezas van soldados los tubos de humos del II (2º) Y III (3º) paso de gases, así como puertas de registro e inspección y cajones recolectores de gases.

- **Fondo delantero y trasero interior (solo en calderas de tres (3) pasos de gases).**

De forma circular, van soldados a la virola de la cámara de inversión. Su misión es la de contener los productos de la combustión. En el fondo delantero van soldados los tubos de segundo paso de gases y en el fondo trasero van soldados entre éste y el fondo trasero exterior unos tubos huecos (tubos stay) para dar al conjunto robustez y flexibilidad.

- **Haz tubular (de 1 o 2 secciones en función de las calderas de 2 o 3 pasos de gases).**

Son conjuntos formados por una cantidad variable de tubos, por los cuales circulan los gases de la combustión por su interior. Son los encargados de la trasmisión por convección.

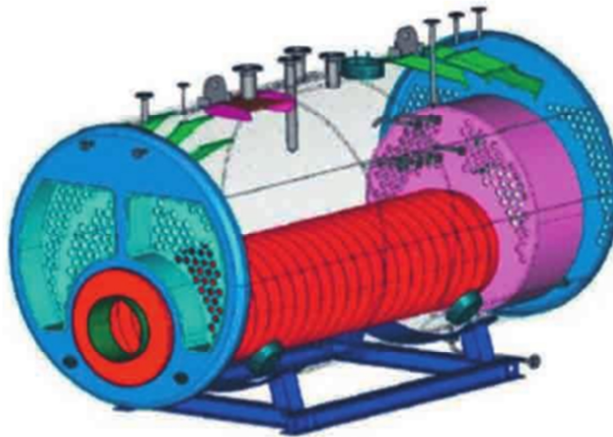


Figura 17. Caldera pirotubular.

Fuente: Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes [2]

2.2.6.2. Calderas acuotubulares

Los componentes que forman las calderas acuotubulares son los siguientes:

- **Domo o calderín**

Es de forma cilíndrica y en su interior se contienen los dos fluidos (agua /vapor). Al ser de dimensiones reducidas, se le ha de dotar de separadores de gotas para elevar el título de vapor. Al igual que en la virola exterior de las calderas acuotubulares, en el domo van las tubuladuras de control, supervisión y servicio.

- **Cámara de combustión u hogar de combustión.**

Generalmente en forma de prisma de base rectangular, es la zona diseñada para que se realice la combustión. Está delimitada en sus seis lados por paredes de membrana que, excepto en una de ellas, el resto son totalmente estancas al paso de los gases de combustión al exterior.

La pared de membrana que no es totalmente estanca está diseñada para que los gases salgan del hogar e inicien su camino a través de los diferentes componentes del circuito de gases de la caldera, además de producir el cambio en la dirección de los gases.

- **Paredes de membrana.**

Son las formadas en su totalidad de tubos refrigerados por el agua que circula por su interior. Estos tubos están unidos entre sí por medio de soldadura de estanqueidad en el lado de gases y, a su vez, colectores distribuidores de mayor tamaño en el lado de agua.

- **Tubos de subida y bajada.**

Los tubos de subida son los encargados de llevar el fluido más caliente (por diferencia de temperaturas) de todas las zonas de la caldera al domo.

Los tubos de bajada son los encargados de devolver el fluido que se ha enfriado desde el domo a las zonas de calentamiento.

- **Evaporadores o tubos de bandera.**

Son haces de tubos dispuestos generalmente a contracorriente de los gases especialmente donde se efectúa el intercambio por convección.

- **Economizadores.**

Son aquellos elementos que se instalan en la salida de gases de las calderas para aumentar su rendimiento. Formados por tubos lisos o con aletas, por el interior de dichos tubos circula el agua de alimentación a la caldera y por fuera de los tubos los gases de la combustión a contracorriente. Dichos gases ceden su energía al agua aumentando su temperatura y siendo necesario menor consumo de energía para producir un kilogramo de vapor o para producir un kilovatio.

- **Recalentadores o sobrecalentadores.**

Son equipos compuestos por serpentines de tubos instalados en las zonas de mayor temperatura de la caldera. Exceptuado su instalación en la cámara de combustión, generalmente están dispuestos justo detrás de la pared de membrana y después de la cámara de combustión. Están destinados a elevar el título de vapor a "1", así como la temperatura del vapor saturado que pasa a través de su interior, produciendo vapor sobrecalentado o vapor recalentado a una temperatura superior a la de saturación.

2.3. Modelación de Sistemas Térmicos

2.3.1. Transferencia de calor por conducción

Cuando en un medio sólido existe un gradiente de temperatura, el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura. El calor transmitido por conducción por unidad de tiempo q es proporcional al gradiente de temperatura dT/dx multiplicado por el área A a través del cual se transfiere es decir:

$$q \alpha A \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

En donde **T** Temperatura, **x** dirección del flujo de calor.

El flujo de calor depende de la conductividad térmica **k** que es la propiedad física del medio [W/m K], luego se tiene [5, p.1]:

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

Ley de conducción de calor de Fourier

Convenios del signo

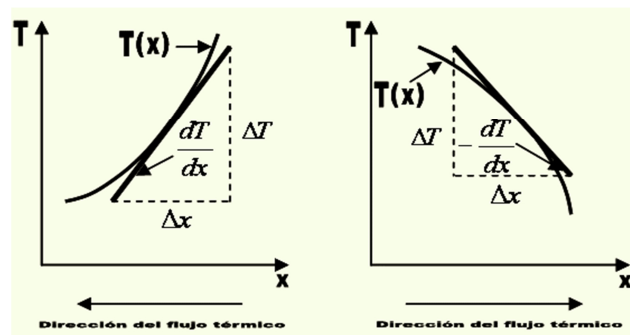


Figura 18. Representación del convenio del signo

2.3.2. Conducción a través de una pared plana

El calor fluye en dirección perpendicular a la superficie. Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de la ecuación queda como [5, p.17]:

$$q = -\frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) = \frac{kA}{L} (T_1 - T_2) \quad (3)$$

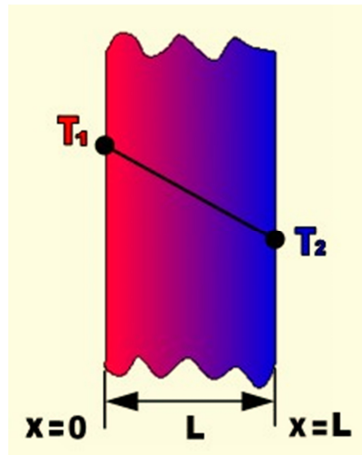


Figura 19. Sección transversal de una pared plana

2.3.3. Conducción a través de paredes compuestas

En estado estacionario el flujo de calor a través de todas las secciones debe ser el mismo. Sin embargo, los gradientes son distintos [5, p.17]:

$$q = \left(\frac{kA}{\Delta x}\right)_A (T_1 - T_2) = \left(\frac{kA}{\Delta x}\right)_B (T_2 - T_3) = \left(\frac{kA}{\Delta x}\right)_C (T_3 - T_4) \quad (4)$$

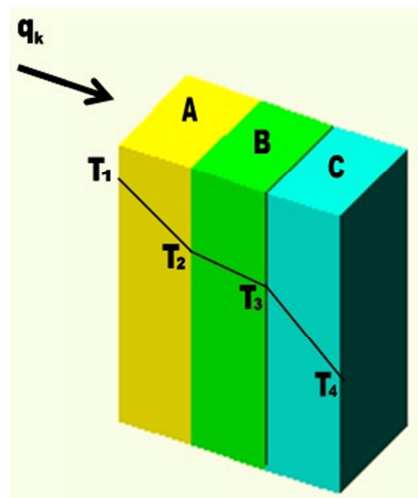


Figura 20. Conducción unidimensional a través de paredes planas en serie

A partir de la ecuación anterior se tienen las siguientes relaciones:

$$T_2 = q \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_B + T_3 \quad (5)$$

$$T_3 = q \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_C + T_4 \quad (6)$$

Sustituyendo 4.5 y 4.6 en 4.4:

$$q = \left(\frac{kA}{\Delta x} \right)_A \left[T_1 - \left(q \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_B + q \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_C + T_4 \right) \right] \quad (7)$$

Luego el flujo de calor será:

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_A + \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_B + \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_C} \quad (8)$$

Para un conjunto de n paredes en perfecto contacto térmico, el flujo de calor es:

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta x}{kA} \right)_i} \quad (9)$$

2.3.4. Analogía Eléctrica de la Conducción

Utiliza los conceptos desarrollados en la teoría de los circuitos eléctricos y con frecuencia se llama analogía entre el flujo de calor y la electricidad. La combinación L/kA equivale a una resistencia y la diferencia de temperatura es análoga a una diferencia de potencial. La ecuación puede escribirse en una forma semejante a la ley de Ohm de la teoría de los circuitos eléctricos [5, p.18].

$$q = \frac{\Delta T}{R} \quad (10)$$

En donde ΔT Potencial térmico, R_k Resistencia Térmica

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (11)$$

$$R = \frac{\Delta x}{kA} \quad (12)$$

El recíproco de la resistencia térmica se denomina conductancia térmica:

$$\frac{kA}{\Delta x} \quad (13)$$

Para tres secciones en serie:

$$q = \frac{\Delta T}{R_A + R_B + R_C} \quad (14)$$

En donde ΔT Potencial Térmico, R_A R_B R_C son Resistencias Térmicas

2.3.4.1. Materiales Dispuestos en Paralelo

El análisis del circuito supone que el flujo es unidimensional:

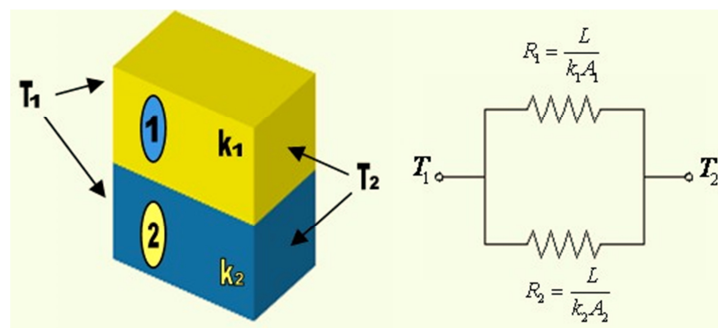


Figura 21. Analogía eléctrica para paredes en paralelo

$$q = q_1 + q_2 \quad (15)$$

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{\Delta x}{kA}\right)_1} - \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{\Delta x}{kA}\right)_2} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)(T_1 - T_2) \quad (16)$$

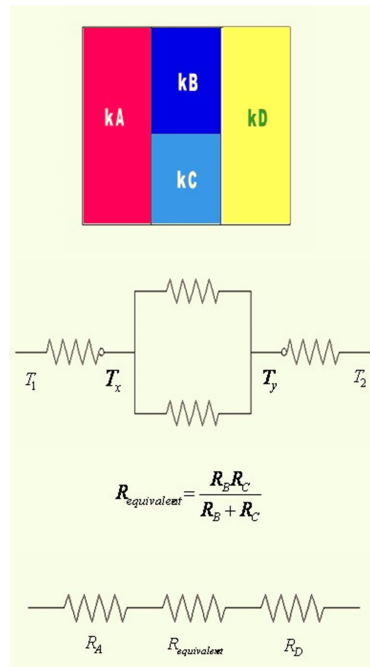


Figura 22. Resistencia equivalente

2.3.5. Resistencia de Contacto

Cuando superficies conductoras distintas se sitúan en contacto, aparece generalmente una resistencia térmica en la inter fase de los sólidos. Esta resistencia, llamada resistencia de contacto, se desarrolla cuando los dos materiales no se ajustan exactamente y por ello entre ambos queda atrapada una delgada capa de fluido. A través de los puntos de contacto del sólido, el calor se transmite por conducción mientras que a través del fluido de la inter fase el calor se transmite por convección y radiación.

2.3.6. Conductividad Térmica

La conductividad térmica de un material varía con la temperatura. Los gases tienen conductividad térmica más baja que los líquidos. Los materiales como el cobre y el aluminio tienen conductividad térmica alta.

2.3.7. Transferencia de Calor por Convección

Cuando un fluido se pone en contacto con una superficie sólida a una temperatura distinta, el proceso resultante de intercambio de energía térmica se denomina transferencia de calor por convección. Hay dos tipos de procesos de convección: convección libre o natural y convección forzada.

En el primer caso la fuerza motriz procede de la diferencia de densidad en el fluido que resulta del contacto con una superficie a diferente temperatura y da lugar a fuerzas ascensionales. En el segundo caso una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie a una temperatura mayor o inferior que la del fluido. Para una u otra forma de transferencia de calor por convección, la cantidad de calor es [5, p.8]:

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (17)$$

Ley de Newton del enfriamiento

En donde \bar{h}_c coeficiente de convección, **A** Área superficial en contacto con el fluido [m^2], T_s Temperatura de la superficie, $T_{f,\infty}$ Temperatura del fluido no perturbado lejos de la superficie transmisora del calor.

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende de la densidad, viscosidad y velocidad del fluido, así como de sus propiedades

térmicas (conductividad térmica y calor específico). La resistencia térmica en la transferencia de calor por convección viene dada por:

$$\bar{R}_c = \frac{1}{\bar{h}_c A} \quad (18)$$

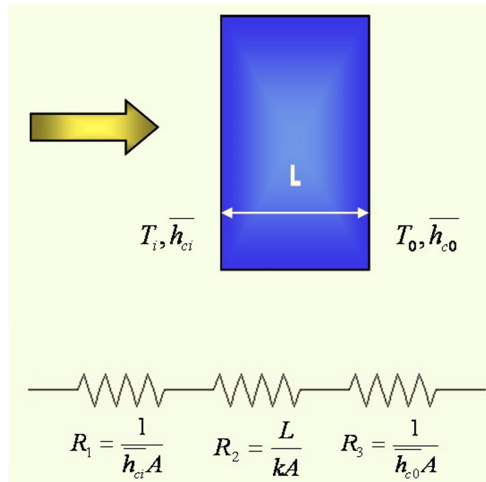


Figura 23. Analogía eléctrica para la convección.

2.3.8. Transferencia de Calor por Radiación

Por radiación la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz. La radiación electromagnética que se considera aquí es la radiación térmica.

La cantidad de energía que abandona una superficie en forma de calor radiante depende de la temperatura absoluta y de la naturaleza de la superficie. Un radiador perfecto o cuerpo negro emite una cantidad de energía radiante de su superficie por unidad de tiempo q_r dada por la ecuación[5, p.9.]:

$$q_r = \sigma AT^4 \quad (19)$$

En donde σ Constante de Stefan-Bolstzmann.

Para evaluar la transferencia neta de energía radiante requiere una diferencia en la temperatura superficial de dos o más cuerpos entre los cuales tiene lugar el intercambio.

Si un cuerpo negro irradia a un recinto que lo rodea completamente y cuya superficie es también negra (es decir absorbe toda la energía radiante que incide sobre él, la transferencia neta de energía radiante por unidad de tiempo viene dada por:

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (20)$$

En donde T_1 Temperatura del cuerpo negro en Kelvin, T_2 Temperatura superficial del recinto en Kelvin.

Si a una temperatura igual a la de un cuerpo negro emiten una fracción constante de la emisión del cuerpo negro para cada longitud de onda, se llaman cuerpos grises.

Un cuerpo gris emite radiación según la expresión:

$$q_r = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (21)$$

El calor radiante neto transferido por unidad de tiempo por un cuerpo gris a la temperatura T_1 a un cuerpo negro que le rodea a la temperatura T_2 es:

$$q_r = \sigma \varepsilon_1 A_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (22)$$

En donde ε_1 es la emitancia de la superficie gris, igual a la relación entre la emisión de la superficie gris y la emisión de un radiador perfecto a la misma temperatura.

Si ninguno de los dos cuerpos es un radiador perfecto, pero poseen entre sí una determinada relación geométrica, el calor radiante neto transferido entre ellos tiene dado por:

$$q_r = \sigma A_1 F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (23)$$

En donde F_{1-2} es un módulo que modifica la ecuación de los radiadores perfectos para tener en cuenta las emitancias y las geometrías relativas de los cuerpos reales.

2.3.9. Ecuación de la conducción

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_{\bar{G}} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (24)$$

$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$ Cantidad neta de calor que entra en el volumen de control por conducción en la unidad de tiempo y por unidad de volumen.

$q_{\bar{G}}$ Cantidad de energía generada en la unidad de tiempo y por unidad de volumen en el interior del volumen de control.

$\rho c \frac{\partial T}{\partial t}$ Aumento de la energía interna en la unidad de tiempo en el interior del volumen de control.

La ecuación se puede expresar como [6, p.14]:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q_{\bar{G}}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (25)$$

En donde α es la difusividad térmica y se expresa como:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c} \quad (26)$$

En coordenadas cilíndricas: $T=T(r, \phi, z, t)$:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{q_{\bar{G}}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (27)$$

En coordenadas esféricas: $T=T(r, \theta, \phi, t)$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \text{Sen} \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\text{Sen} \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \\ + \frac{1}{r^2 \text{Sen}^2 \theta} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} - \frac{q_{\bar{G}}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \end{aligned} \quad (28)$$

2.3.10. Flujo de calor a través de un cilindro hueco

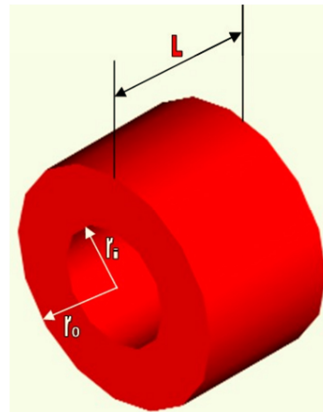


Figura 24. Calor por conducción en un cilindro hueco.

Para la aplicación de flujo de calor a través de un cilindro hueco, se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

La distribución de temperaturas es función únicamente de r $T=T(r)$ k es constante $q_{\bar{G}}$ es igual a cero.

Luego para las condiciones de frontera se tiene:

$$T(r_1) = T_1 \quad ; \quad T(r_0) = T_0$$

De la ecuación de conducción (2.27):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad ; \quad r \frac{\partial T}{\partial r} = C_1$$

$$\text{luego} \quad T = C_1 \ln r_1 + C_2 \quad (29)$$

Si se sustituyen las condiciones de frontera se obtienen dos ecuaciones:

$$C_1 = C_1 \ln r_1 + C_2$$

$$C_0 = C_1 \ln r_0 + C_2$$

Resolviendo las ecuaciones se consigue:

$$q_k = \left[- \left(\left(\frac{L}{kA} \right)_c + T_4 \right) \right] \quad (30)$$

$$\frac{T - T_1}{T_0 - T_1} = \frac{\ln \left(\frac{r}{r_1} \right)}{\ln \left(\frac{r_0}{r_1} \right)} \quad (31)$$

Una vez conocida la distribución de temperaturas, con la ley de Fourier en coordenadas cilíndricas, se determina la transferencia de calor

$$q = -kA(r) \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (32)$$

$$q = \frac{T_1 - T_0}{\ln\left(\frac{r_0}{r_1}\right) / 2\pi kL} \quad (33)$$

El denominador de esta ecuación corresponde a la resistencia térmica [5, p.20].

2.3.11. Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Cuando en un problema de transferencia intervienen varias resistencias térmicas en serie, en paralelo, o en combinación de ambas formas, es conveniente definir un coeficiente de transferencia de calor global o conductancia global [5, p.22].

$$q = UA(\Delta T)_{total} \quad (34)$$

En donde, **U** coeficiente global de transferencia, **A** área de transferencia de calor, **ΔT** Diferencia de temperaturas promedio efectiva para todo el intercambiador de calor.

El coeficiente global de transferencia presenta las siguientes configuraciones para el caso de placa plana y pared cilíndrica [6, p.241]:

Pared plana:

$$U = \frac{1}{1/h_o + L/k + 1/h_i} \quad (35)$$

Pared cilíndrica:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{[r_o \ln(r_o / r_i)]}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (36)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{[r_i \ln(r_o/r_i)]}{k} + \frac{r_i}{r_o h_o}} \quad (37)$$

En donde, los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior de la pared, respectivamente. Es importante notar que en el caso de una pared cilíndrica, el área de convección es diferente para los dos fluidos, por consiguiente, el coeficiente global de transferencia de calor y el área de superficial deben ser compatibles, es decir:

$$q = U_o A_o \overline{\Delta T} = U_i A_i \overline{\Delta T} \quad (38)$$

2.3.12. Transferencia de Calor por Convección

La transferencia de calor por convección de un cuerpo comprende el movimiento de un fluido (líquido o gas) en relación con el cuerpo.

2.3.12.1. Convección natural

Ocurre debido a diferencias de densidad en el fluido provocadas por un cuerpo a una temperatura diferente que la del fluido que intercambia calor con él. Estas diferencias de densidad provocan una acción de bombeo del fluido con relación al cuerpo.

Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección natural

La evaluación del coeficiente de transferencia de calor h es complejo puesto que por lo regular comprende fenómenos físicos muy complejos. Usando las técnicas del análisis dimensional puede demostrarse que los parámetros comprendidos en la transferencia de calor por convección natural pueden expresarse según:

$$Nu = A(G_r)^a (P_r)^b \quad (39)$$

En donde:

N_u : Número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = \frac{h \cdot D}{k} \quad (40)$$

P_r : Número de Prandtl

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (41)$$

G_r : Número de Grashof

$$G_r = \frac{g\beta(\Delta T)L^3\rho^2}{\mu^2} \quad (42)$$

En estas ecuaciones las variables son:

A,a,b: constantes dependientes del sistema en consideración.

β : Coeficiente de expansión.

ρ : Densidad.

μ : Viscosidad

g : aceleración de la gravedad

D : diámetro

L : longitud

C_p : Calor específico a presión constante

2.3.12.2. Convección Forzada

El flujo de convección forzada puede ser laminar o turbulento, interior o exterior a la tubería e involucrar cambios de fase tales como cuando un fluido está calentándose.

En casos de convección forzada, se presentan diversas correlaciones que permiten el cálculo del número de Nusselt, y de esta manera determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección h .

Correlaciones para placas planas

La temperatura puede variar entre la placa y la corriente libre, las propiedades del fluido (ρ , μ , c_p , k) se evalúan con la denominada temperatura de película T_f :

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (43)$$

Para las placas no isotérmicas, se utiliza el promedio de temperatura para todo la placa,

$$\overline{T}_p = \overline{T_p + T_\infty} + T_\infty \quad (44)$$

Región Laminar

a) Espesor de la capa límite:

$$\frac{\delta}{x} = 4.64 \cdot \text{Re}_x^{-1/2}; \text{Re} < 5 \cdot 10^5 \quad (45)$$

b) En función de la posición sobre la placa, placa isotérmica [5, p.183]:

$$Nu_x = 0.332 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}^{1/2} \quad (46)$$

$$St_x = 0.332 \text{Pr}^{-2/3} \text{Re}^{-1/2} \quad (47)$$

$$\frac{f}{2} = 0.332 \text{Re}_x^{-1/2} = St \text{Pr}^{2/3} \quad (48)$$

Las ecuaciones son válidas para las siguientes condiciones: $0.6 < \text{Pr} < 50$, $\text{Re} < 5 \times 10^5$. [5, p.183]

$$Nu_x = \frac{0.3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (49)$$

La ecuación 2.45 es válida para las siguientes condiciones: $Re_x Pr > 100$; $Re < 5 \cdot 10^5$.

Régimen turbulento

a) Espesor de la capa límite:

$$\frac{\delta}{x} = 0.381 Re_x^{-1/5} \quad (50)$$

$$5 \cdot 10^7 < Re < 10^7$$

b) En función de la posición sobre la placa plana isotérmica[5, p.183] , [7, p.444]:

$$St_x Pr^{2/3} = 0.0296 \cdot Re_x^{-0.2} \quad (51)$$

La ecuación es válida para $5 \cdot 10^7 < Re < 10^7$

$$St_x Pr^{2/3} = 0.185 \cdot (\log Re_x)^{-2.584} \quad (52)$$

$$C_{fx} = 0.0592 \cdot Re_x^{-1/5} \quad (53)$$

Las ecuaciones son válida para $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

$$C_{fx} = 0.37 \cdot (\log Re_x)^{-2.584} \quad (54)$$

Las ecuación es válida para $10^7 < Re < 10^9$

- c) En función de la posición sobre la placa, plano no-isotérmica y flujo de calor constante en la pared q'' :

$$Nu_x = 1.04 \cdot Nu_{xTp=cte} \quad (55)$$

La ecuación es válida para $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$

Región de Transición

- a) Propiedades promedio para la placa de largo L, placa isotérmica

$$\overline{St}_x Pr^{2/3} = 0.037 Re_L^{-0.2} - 871 Re_L^{-1} \quad (56)$$

$$Nu = Pr^{1/3} (0.037 Re_L^{0.8} - 871) \quad (57)$$

Las ecuaciones son válidas para $Re < 10^7$

- b) Propiedades promedio para placa de largo, placa isotérmica:

$$\overline{Nu}_L = 0.036 Pr^{0.43} (Re_L^{0.8} - 9200) \cdot \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_p} \right)^{1/4} \quad (58)$$

La ecuación es válida para líquidos con $Re < 10^7$

Correlaciones para flujo dentro de tubos

En las correlaciones que vienen a continuación, el número de Reynolds (Re) y el número de Nusselt (Nu) se calculan según:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (59)$$

En donde, **D** es el diámetro del tubo.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (60)$$

Las propiedades del fluido (ρ, μ, c_p, k) se calculan a la temperatura promedio (promedio entre la temperatura de entrada y la de salida); las propiedades que presentan el subíndice "p" se calculan a la temperatura de la pared del tubo. Para un intercambiador tubular donde intercambian calor un fluido a alta temperatura (fluido caliente) con un fluido a baja temperatura (fluido frío):

$$T_p = \frac{1}{2} \left[\frac{T_{1h} + T_{2h}}{2} + \frac{T_{1c} + T_{2c}}{2} \right] \quad (61)$$

En donde, los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y salida, respectivamente, y los subíndices h y c se refieren al fluido caliente y el frío, respectivamente.

a) Régimen Laminar [5, p.218]

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)\text{Re Pr}}{1 + 0.4[(D/L)\text{Re Pr}]^{2/3}} \quad (62)$$

La ecuación es válida para $\text{Re} < 2100$

En donde, **D** es el Diámetro del tubo, **L** longitud del tubo.

b) Régimen de Transición [5, p.218]:

$$Nu = 0.012(\text{Re}^{0.87} - 280)\text{Pr}^{0.4} \quad (63)$$

La ecuación es válida para $1.5 < Pr < 500$; $3000 < Re < 10^6$:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (64)$$

En donde, $n=0.4$ para calentamiento, $n=0.3$ para enfriamiento.

c) Régimen turbulento [5, p.218]

$$Nu = 0.021(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad (65)$$

La ecuación es válida para $0.5 < Pr < 1.5$; $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$

2.3.13. Transferencia de Calor por Radiación

La transmisión de calor por radiación se caracteriza porque la energía se transporta en forma de ondas electromagnéticas, que se propagan a la velocidad de la luz. El transporte de energía por radiación puede verificarse entre superficies separadas por el vacío. El sol por ejemplo, transmite energía a la Tierra enteramente por radiación a través de millones de kilómetros de espacio vacío.

Un cuerpo negro se define como aquel que emite y absorbe la máxima cantidad de energía a una temperatura determinada.

Los cuerpos reales reflejan radiación térmica en la misma forma en que la absorben y la transmiten. Los metales muy pulidos son buenos reflectores de la radiación térmica.

Reflectividad: Es la fracción de calor incidente sobre el cuerpo que se refleja.

Absortividad: Es la fracción que se absorbe.

Transmisividad: Es la fracción de energía incidente transmitida a través del cuerpo.

Emisividad: Es la efectividad del cuerpo como un radiador térmico a una temperatura. Es la relación de la emisión de calor a una temperatura dada a la emisión de calor desde un cuerpo negro a la misma temperatura.

2.3.14. Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores están diseñados para realizar una función específica. Las plantas de generación a vapor usan condensadores, economizadores, calentadores de agua de alimentación, recalentadores, etc. En los intercambiadores la temperatura de uno o ambos fluidos varía en forma continua a medida que los fluidos se transportan a través del intercambiador de calor.

Para los intercambiadores de calor, la ley de Newton del enfriamiento es [5, p.379]:

$$q = UA(\Delta T)_m \quad (66)$$

En donde **U** Coeficiente de transferencia de calor total, **A** Superficie de transferencia de calor, ΔT_m Diferencia de temperatura media logarítmica.

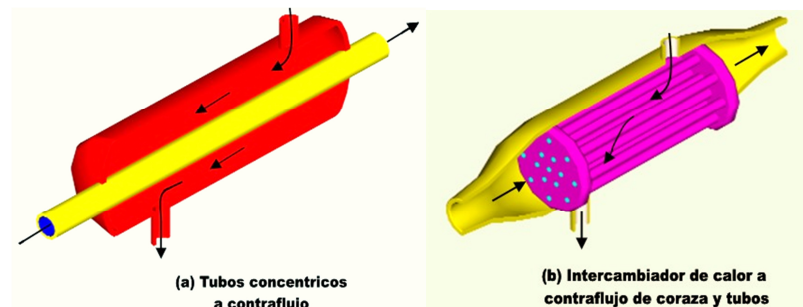


Figura 25. Intercambiadores de calor

Como el coeficiente U no es constante para todas las partes del intercambiador, conviene evaluarlo con base en la media aritmética de las temperaturas de los fluidos. Por analogía con la convección, se tiene $1/UA$ igual a la resistencia. La diferencia de temperatura media logarítmica se expresa como:

$$(\Delta T)_m = \frac{\theta_A - \theta_B}{\ln\left(\frac{\theta_A}{\theta_B}\right)} \quad (67)$$

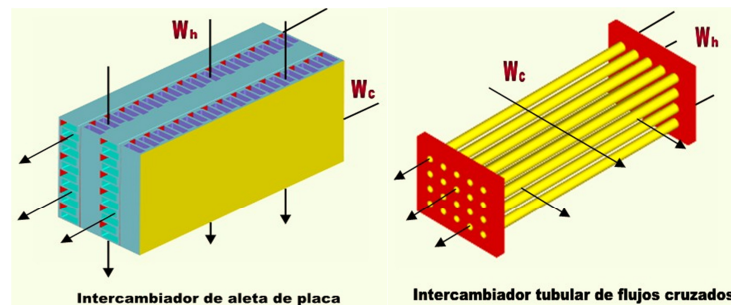


Figura 26. Otros intercambiadores de calor

El problema de calcular la transferencia de calor en los intercambiadores de calor, es que la temperatura de uno o ambos fluidos varía en forma continua a medida que los fluidos se transportan a través del intercambiador de calor. Esto puede observarse en la figura 2.27, en la que se han trazado en forma gráfica las temperaturas del fluido como una función de la superficie de transferencia de calor para los casos más comunes de flujo paralelo, contraflujo y para un fluido a temperatura constante. El subíndice h denota fluido caliente y el subíndice c , fluido frío. El subíndice 1 denota la temperatura a la entrada de un fluido al intercambiador de calor y 2 representa la temperatura del fluido a la salida del mismo. La dirección de flujo de cada fluido a través del intercambiador se muestra mediante flechas sobre las curvas de temperatura. La diferencia de temperatura más grande entre los fluidos en la unidad (tanto a la entrada como a la salida) se designa

como q_A , y la diferencia de temperatura menor entre los fluidos (tanto a la entrada como a la salida) se designa como q_B .

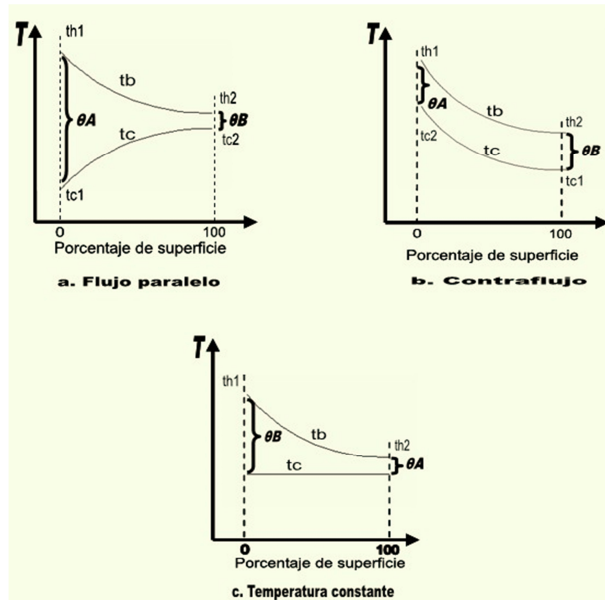


Figura 27. Temperatura de los fluidos en diferentes intercambiadores de calor

2.3.15. Flujo Alrededor de Tubos

La transferencia de calor hacia o desde un banco (o haz) de tubos en flujo cruzado es relevante para numerosas aplicaciones industriales, como la generación de vapor en una caldera o el enfriamiento en el serpentín de un acondicionador de aire. El arreglo geométrico se muestra de forma esquemática en la figura 28, normalmente un fluido se mueve sobre los tubos, mientras que el segundo fluido a una temperatura diferencia corre por los tubos.

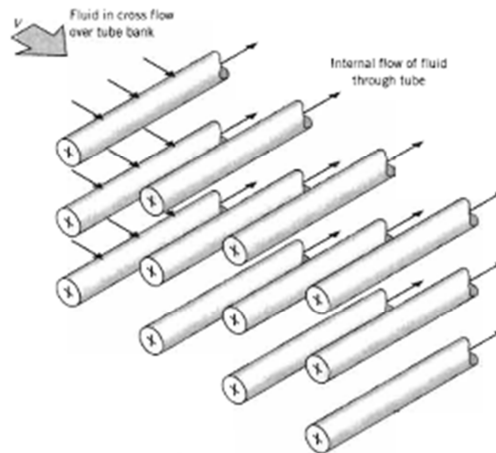


Figura 28. Esquema de un banco de tubos de flujo cruzado

Las filas de tubos de un banco están escalonadas o alineadas en la dirección de la velocidad del fluido V (Figura 29). La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo D y por la separación transversal S_T y la separación longitudinal S_L medidas entre los centros de los tubos. Las condiciones del flujo dentro del banco están dominadas por los efectos de separación de la capa límite y por las interacciones de estelas que a su vez influyen en la transferencia de calor por convección.

El coeficiente de transferencia de calor asociado con un tubo está determinado por su posición en el banco. El coeficiente para un tubo en la primera línea está determinado por su posición en el banco. El coeficiente para un tubo en la primera línea es aproximadamente igual al de un solo tubo en flujo cruzado, mientras que los coeficientes de transferencia de calor más grande están asociados con tubos en las líneas internas. Los tubos de las primeras líneas actúan como una rejilla de turbulencia, que aumenta con el coeficiente de transferencia de calor para los tubos de las líneas siguientes. Sin embargo, en la mayoría de las configuraciones e las condiciones de transferencia de calor se estabilizan, de modo que ocurren pocos cambios en el coeficiente de convección para un tubo más allá de la cuarta o quinta línea.

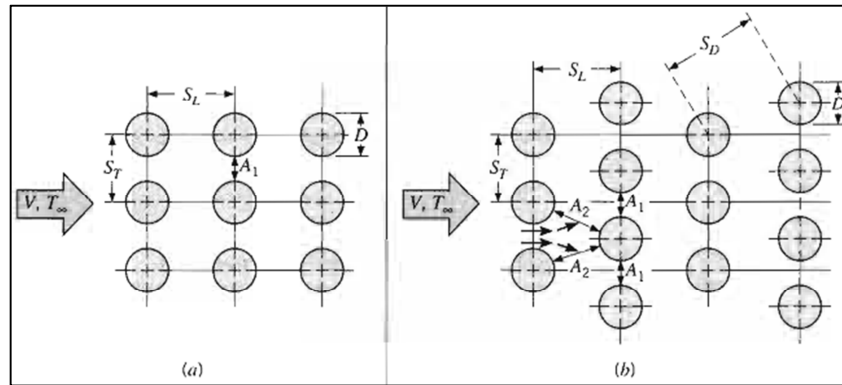


Figura 29. Arreglos de tubos en un banco (a) Alineado, (b) Escalonados

En general, se desea conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el haz de tubos. Para un flujo de aire a través de haces de tubos compuestos de 10 o más líneas ($N_L > 10$), se trabaja con la correlación de Grimison:

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D_{\max}}^m$$

$$\left[\begin{array}{l} NL > 10 \\ 2000 < Re_{D_{\max}} < 40000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right] \quad (68)$$

$$Re_{D_{\max}} = \frac{\rho \cdot V_{\max} \cdot D}{\mu} \quad (69)$$

Para algunos casos se ha vuelto práctico extender el resultado a otros fluidos mediante la inserción del factor $1.13 Pr^{1/3}$

$$\overline{Nu}_D = 1.13 \cdot C_1 Re_{D_{\max}}^m Pr^{1/3} \quad (70)$$

$$\left[\begin{array}{l} NL > 10 \\ 2000 < Re_{D_{\max}} < 40000 \\ Pr > 0.7 \end{array} \right]$$

C_1 y m se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 3
Constantes de las ecuaciones (68) y (70) [7, p. 379]

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

2.4. Principios Termodinámicos

2.4.1. Balance de energía para sistemas de Flujo Estable

Durante el proceso de flujo estable el contenido de energía en un volumen de control permanece constante y el cambio en la energía total del volumen de control es cero. Entonces la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) es igual a la cantidad de energía que sale de él. Por lo tanto, el balance general de energía en forma de tasa para un proceso de flujo estable se reduce a:

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = \Delta \dot{E}_{sistema} = 0 \quad (71)$$

Se observa que es posible transferir la energía sólo por calor, por trabajo o por masa; el balance de energía anterior, establecido para un sistema de flujo estable en general se expresa de una manera más explícita como:

$$\dot{Q}_{entra} + \dot{W}_{entra} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) = \dot{Q}_{sale} + \dot{W}_{sale} + \sum \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (72)$$

En donde, **Q** es la tasa de transferencia de calor entre el volumen de control y sus alrededores, **W** potencia, **h** entalpia, **V** velocidad del fluido, **g** gravedad, **z** altura de referencia respecto a un eje del sistema, los subíndices **e** y **s** representan la entrada y salida del sistema respectivamente.

2.4.2. Ciclo de Vapor de Carnot [8]

El ciclo de Carnot es un ciclo reversible o ideal, que se compone de cuatro procesos, dos isotérmicos y dos adiabáticos, y puede ejecutarse en un sistema cerrado o en uno de flujo estable.

El ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se considera el vapor como el fluido de trabajo, puesto que su empleo predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un ciclo de Carnot de flujo estable ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura como el agua, según se muestra en la figura 30a. El agua se calienta de modo reversible e isotérmico en una caldera (proceso 1-2); tiene una expansión isoentrópica en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isoentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (4-1).

A este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, puesto que una presión constante en el dispositivo fijará automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente es posible aproximar bastante los procesos 1-2 y 3-4 a los de las calderas y condensadores reales. Sin embargo, restringir los proceso de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede emplearse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, que es de 374 °C para el agua). Limitar la temperatura máxima en el ciclo restringe también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implicará la transferencia de calor al fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.

El proceso de compresión isoentrópica (proceso 2-3) puede lograrse por medio de una turbina bien diseñada. No obstante, la calidad del vapor disminuye durante el proceso, como se observa en la diagrama T-s de la figura 30^a. De ese modo **la** turbina tendrá que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un algo contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los álabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Por ello vapor con calidades menores a 90% no puede ser tolerado en la operación de plantas de energía. Este problema podría eliminarse mediante un fluido de trabajo con un línea muy inclinad de vapor saturado.

El proceso de compresión isoentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido-vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso. Primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para finalizar con la calidad deseada en el estado 4. Segundo, no es práctico diseñar un compreso que maneje dos fases.

Algunos de esos problemas se eliminan al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 30.b.

Este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isoentrópica a presiones en extremo altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por ello se concluye que el ciclo de Carnot no se logra en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor

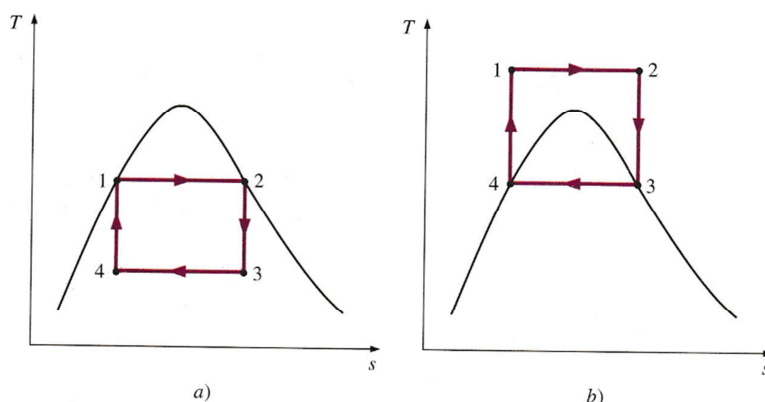


Figura 30. Diagrama T-s par dos ciclos de vapor de Carnot.

2.4.3. Ciclo Rankine: Ciclo Ideal para los Ciclos de Potencia de Vapor

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados en el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y se condensa por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en el diagrama T-s en la figura 31. El ciclo que resulta es el ciclo Rankine, que es el ciclo ideal para las plantas de potencia de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto por los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isotrópica en una bomba.
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera.
- 3-4 Expansión isotrópica en una turbina.

- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

El agua entra en la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se le aplica una compresión isoentrópica hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isoentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama T-s se exagera de manera considerable para mayor claridad. El agua entra a la caldera como un líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes se transfiere al agua a presión constante. La caldera, con la sección donde el vapor se sobrecalienta (el sobrecalentador), recibe el nombre de generador de vapor.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado, el vapor suele ser una mezcla saturada líquido-vapor con una calidad alta. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, que es un intercambiador de calor, que rechaza calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor abandona el condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las plantas de potencia son enfriadas por aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento que también se emplea en motores de automóvil, recibe el nombre de enfriamiento seco.

Se debe recordar que el área bajo la curva de proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; obsérvese que el área bajo la curva de proceso 2-3 representa el calor

transferido al agua en la caldera y que el área bajo la curva de proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

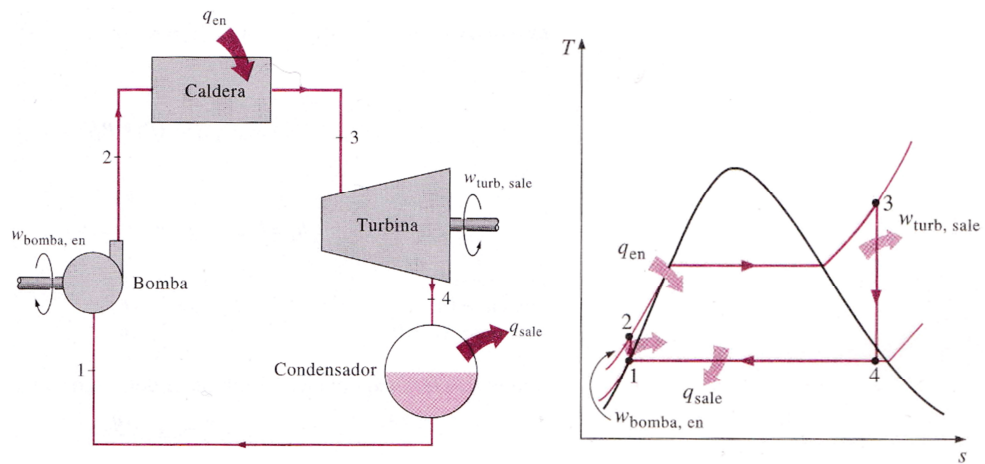


Figura 31. El Ciclo Rankine ideal simple

CAPITULO 3

ESTADO DEL ARTE DE LOS ACUMULADORES TÉRMICOS

3.1. Almacenamiento de Energía Térmica

Es indispensable realizar la revisión de las metodologías de diseño de sistemas de almacenamiento de energía térmica y de los factores a ser considerados en los diferentes niveles jerárquicos de la **energía solar concentrada (CSP)**. El almacenamiento de energía térmica constituye un componente clave de una planta de energía para la mejora de su capacidad de suministro.

La concentración de energía solar térmica, más comúnmente conocida como CSP, es única entre los sistemas generadores de energía renovable porque incluso aunque es variable, al igual que la energía solar fotovoltaica y eólica, puede fácilmente ser acoplado con sistemas de **almacenamiento de energía térmica (TES)**, así como combustibles convencionales, por lo que es altamente gestionable. Una multitud de avances han tenido lugar en los últimos años en un esfuerzo por hacer la CSP más rentable. Los esfuerzos de investigación en curso son en las áreas de diseño de materiales reflectores y colectores, la absorción de calor y el transporte, la producción de energía y de almacenamiento térmico.

Los sistemas de TES tienen varias ventajas en comparación con tecnologías de almacenamiento mecánicas o químicas. TES generalmente tiene menores costos de capital en comparación con otras tecnologías de almacenamiento, así como muy altas eficiencias operativas. Un prototipo de sistema de TES que fue incorporado en el proyecto Solar Two en Daggett, California demostró una eficiencia de ida y vuelta de más de un 97% que se definió como la relación de la energía de la descarga de la energía almacenada en el sistema de TES. El sistema de almacenamiento térmico en las referencias anteriores fue un sistema de dos tanques diseñado para suministrar energía térmica a plena carga de trabajo nominal del generador de vapor durante tres horas a las temperaturas definidas de la sal caliente y fría 565°C y 288°C, respectivamente. Así después del primer ciclo, la sal desde el tanque frío se calienta desde 288°C a la temperatura del tanque caliente de 565°C durante la carga, y el proceso se invierte durante la descarga. Las únicas pérdidas son al ambiente a través del aislamiento, que puede ser limitado basado en la cantidad de aislamiento, que es la razón de la muy alta eficiencia de ida y vuelta, informada anteriormente.

Este capítulo se centra en la revisión de diferentes conceptos de almacenamiento de energía térmica disponibles en la literatura que están siendo o pueden ser utilizados por las plantas de CSP. Para un diseño práctico de CSP con almacenamiento, la estrategia a nivel de planta y las consideraciones del diseño son lo primero, seguido por la selección del material de almacenamiento y el diseño de los componentes de incorporando los materiales de almacenamiento, y el diseño del sistema que consiste de tanques de almacenamiento, intercambiadores de calor, tuberías y bombas, respectivamente, que cumplan con los requisitos de la central eléctrica. Los diseños globales de sistemas de TES incluyen las consideraciones de eficiencia, espacio y costo.

Por lo tanto, esta revisión de TES se basa en las consideraciones anteriores de la siguiente manera:

1. Nivel de Planta - Este nivel de diseño se centra en los requisitos globales de la planta de CSP, la estrategia de diseño para satisfacer las necesidades de la planta y la integración del sistema de TES en la planta de energía, así como su capacidad de ser compatible con los otros sistemas. En una planta de CSP, el desarrollo de un diseño y la estrategia operacional para satisfacer los requerimientos de las plantas, por ejemplo, almacenamiento a largo plazo frente a corto plazo, el número de horas de almacenamiento, las tasas de carga/descarga, etc.. Este nivel de consideraciones de diseño viene antes de que cualquier nivel de diseño de sistema o componente pueda iniciar. Por lo tanto las consideraciones a nivel de **planta** son revisadas primero, seguido por consideraciones a nivel de **componentes** y a nivel de **sistema**.

2. Nivel de componentes - Este nivel de diseño se refiere a la selección de los componentes básicos que se utilizan para la formación de la sistema de almacenamiento de energía térmica, incluyendo el material de almacenamiento, tipo de contacto y la transferencia de calor entre el material de almacenamiento y el HTF, y las mejoras de transferencia de calor para ser incorporadas.

3. Nivel de sistema - El diseño del sistema de TES se centra en la integración de componentes, tales como tanques de almacenamiento, bombas e intercambiadores de calor, y controles para las operaciones de carga y descarga, reducción de las pérdidas a nivel de sistema, la mejora de la eficiencia, y costos del sistema.

Un número de artículos de reciente revisión discuten los sistemas de TES incluyendo experiencias tanto comerciales como a escalas de investigación [21] pero no abordan la jerarquía de diseño de TES tampoco hacen hincapié

en la naturaleza interdependiente de cada nivel. Este capítulo revisa las opciones actuales disponibles en cada uno de estos niveles y discute los requisitos que se deben considerar en cada nivel para el diseño de una unidad de almacenamiento térmico para la integración en una planta de energía de CSP. Una decisión a nivel de planta para incluir almacenamiento de energía térmica en una planta de CSP incluye las consideraciones de las cargas, desajuste entre las cargas y los recursos disponibles, la estrategia operativa, la disponibilidad de espacio para el almacenamiento y el aumento de tamaño del campo solar, aumento de los costos de capital y su impacto en el Costo Normalizado de la Energía (levelized cost of energy LCOE), las tarifas disponibles y Retorno de la Inversión (ROI). Estas consideraciones determinan la capacidad de los sistemas de TES, que se definen por la cantidad de energía que puede ser descargada en kWhth y la tasa máxima a la que la energía puede ser descargada (kWhth). Las consideraciones a nivel de planta incluyendo las tasas de transferencia de temperatura y energía necesarias para el bloque de energía, y las temperaturas potenciales y la tasa de transferencia de energía desde el campo solar ayudan a determinar el tipo de almacenamiento (Calor sensible, calor latente, termoquímico) que a su vez conduce a la selección del material de almacenamiento. La selección del material de almacenamiento se basa en características tales como la densidad de energía, tasas de carga y descarga, la vida cíclica, toxicidad, estabilidad, compatibilidad entre el medio de almacenamiento y el fluido de transferencia de calor, el costo y disponibilidad. Para el diseño de la unidad de almacenamiento, deben ser considerados los principios tanto de la primera como de la segunda ley. Para la integración de una unidad de almacenamiento en una planta de energía solar, el diseño del campo solar y el bloque de energía deben ser considerados.

3.2. Consideraciones sobre el diseño a nivel de planta

3.2.1. Sistemas de la planta de energía solar concentrada (CSP)

Las plantas de CSP concentran la radiación solar directa para calentar un fluido (Normalmente llamado el fluido de transferencia de calor o HTF) y producir vapor. Hay cuatro tipos principales de tecnología CSP: colectores cilindro-parabólicos, torres de receptor central (también conocidos como torres de energía), los sistemas de motor Disco-Stirling-parabólicos, y reflectores lineales de Fresnel, todos los cuales se pueden integrar con. En la Tabla 4 se presenta una comparación de las principales características de las diferentes tecnologías CSP.

Tabla 4
Descripción y estatus de la tecnología CSP [23].

	Parabolic trough	Solar tower	Linear Fresnel	Dish-Stirling
Maturity of technology	Commercially proven	Pilot Plants, commercial projects under construction	Pilot projects	Demonstration projects
Key technology providers	Abengoa Solar, Sener Group, Acciona, Siemens, NextEra, ACS, SAMCA, etc.	Abengoa Solar, BrightSource Energy, eSolar, SolarReserve, Torresol, SunBorne Energy	Novatec Solar, Areva	
Technology development risk	Low	Medium	Medium	Medium
Operating temperature of solar field (C)	290e550	250e650	250e390	550e750
Plant peak efficiency (%)	14e20	23e35 ^a	w18	w30
Annual solar-to-electricity efficiency (net) (%)	11e16	7e20	13	12e25
Annual capacity factor (%)	25e28 (no TES) 29e43 (7 h TES)	55 (10 h TES)	22e24	25e28
Collector concentration	70e80 suns	>1000 suns	>60 suns (depends on secondary reflector)	>1300 suns
Receiver/absorber	Absorber attached to collector, moves with collector, complex design	External surface or cavity receiver, fixed	Fixed absorber, no evacuation, secondary reflector	Absorber attached to collector, moves with collector
Storage system	Indirect 2-tank molten salt at 380 C (DT ¼ 100 C) or Direct 2-tank molten salt at 550 C (DT ¼ 300 C)	Direct 2-tank molten salt at 550 C (DT ¼ 300 C)	Short-term pressurized steam storage (<10 min)	No storage, chemical storage under development
Grid stability	Medium to high (TES or hybridization)	High (large TES)	Medium (back-up firing possible)	Low
Cycle	Superheated steam Rankine	Superheated steam Rankine	Saturated steam Rankine	Stirling
Steam conditions (C/bar)	380 to 540/100	540/100 to 160	260/50	n.a.
Water requirement (m ³ /MWh)	3 (wet cooling) 0.3 (dry cooling)	2e3 (wet cooling) 0.25 (dry cooling)	3 (wet cooling) 0.2 (dry cooling)	0.05e0.1 (mirror washing)
Suitability for air cooling	Low to good	Good	Low	Best
Storage with molten salt	Commercially available	Commercially available	Possible, but not proven	Possible, but not proven

3.2.2. Integración del almacenamiento de energía térmica

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica reducen el desajuste entre el suministro de energía por el sol y la demanda de energía [21].

Dependiendo de la variación en la radiación solar durante todo el día y el año, así como la demanda de electricidad, los sistemas de TES pueden ser integrados para llevar a cabo una o más de las siguientes funciones:

3.2.2.1.- Buffering

El cielo nublado o los períodos de inclemencias del tiempo forzan a la planta a entrar en un modo transitorio reduciendo así la eficiencia de la turbina debido a la puesta en marcha de las pérdidas. Aunque los fluidos de transferencia de calor (HTF) tienen cierta inercia térmica para ayudar a la planta a "soportar" períodos cortos nublados, las experiencias con instalaciones a gran escala han demostrado que pueden no ser suficientes para prevenir un apagado de la planta. La adición de un sistema de almacenamiento de una pequeña capacidad puede ayudar a mitigar las fluctuaciones cortas en insolación solar [21].

3.2.2.2.- Desplazamiento o extensión del período de entrega.

La demanda pico de potencia puede no coincidir con la insolación solar pico. Un sistema de TES puede mejorar la gestionabilidad de una planta mediante la recopilación de la energía desde el campo solar durante las horas de poca actividad, como en la mañana, y luego descargar energía durante las horas pico de demanda [21].

3.2.2.3.- Mejorar el factor de capacidad anual (factor de planta)

El factor de capacidad de una planta de energía es un parámetro de rendimiento que compara la energía neta suministrada por la planta con la energía que se podría haber producido durante el funcionamiento a plena potencia continua durante el mismo período de tiempo. Dado que la energía solar está disponible sólo durante una fracción del día, una planta de energía solar sin ningún almacenamiento tiene un factor de planta muy bajo. Un

sistema de TES puede permitir a una planta funcionar cuando el sol no está disponible y si es suficientemente grande, la planta puede funcionar durante 24 h. Como se muestra en la Tabla 4 siete horas de almacenamiento pueden aumentar el factor de planta, o fracción solar, de un valor típico de 25 a 28% a tan alto como 43%.

Los sistemas de almacenamiento destinados a este uso necesitarían un campo solar más grande que el requerido para las plantas sin almacenamiento [21].

Un sistema CSP utiliza los ciclos de potencia termodinámicos convencionales y, como tal, la eficiencia del bloque de energía depende principalmente de la temperatura de funcionamiento. La cantidad de energía producida por un planta depende de la insolación anual normal (MWh/m²) disponible para la planta, la eficiencia anual de colección de campo solar, pérdidas térmicas, y la eficiencia del ciclo de potencia neta, junto con la eficiencia de almacenamiento cuando se usa. La eficiencia de un campo de colectores solares se define como la relación entre la energía térmica útil colectada y la energía solar incidente. La eficiencia del ciclo de potencia es la relación entre la potencia neta y la entrada de calor.

La cantidad de calor, Q , necesario para ejecutar el bloque de energía depende de la eficiencia del ciclo de potencia, η_{cycle} [27]:

$$\dot{Q} = \dot{W} / \eta_{\text{cycle}} \quad (73)$$

Las temperaturas de entrada y salida nominales del campo solar, que dependen de la tecnología CSP y el tipo de HTF en uso, y la tasa de flujo de masa de la HTF determinan el calor suministrado por el campo solar [27]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HTF} C_{HTF} (T_{HTF,out} - T_{HTF,in}) \quad (74)$$

El calor específico se supone que varía linealmente con la temperatura del HTF, por lo tanto, se puede utilizar un valor medio [27]. La tasa de flujo de masa de la HTF se ajusta a lo largo del día para acomodar el estado de funcionamiento de la planta, por ejemplo, de espera, de precalentamiento, y el funcionamiento normal, y para asegurar que el líquido permanezca dentro del rango de temperatura de diseño.

La temperatura de salida del HTF del campo solar también define la temperatura del sistema de almacenamiento. Uno de los principales requisitos para la selección de un sistema de almacenamiento adecuado es la temperatura de HTF nominal de operación del campo solar. Los Requisitos adicionales incluyen la potencia máxima de salida requerida por la planta, el modo de funcionamiento deseado para el sistema de almacenamiento, la manera en que el sistema de almacenamiento se integrará con el campo solar y el bloque de energía, y el tamaño del campo solar. Para demostrarlo, la Figura 32 presenta el esquema del estado actual de la técnica de un sistema de TES de sal fundida de dos tanques integrado a una planta de colectores cilindro-parabólicos con el fluido de transferencia de calor convencional [22].

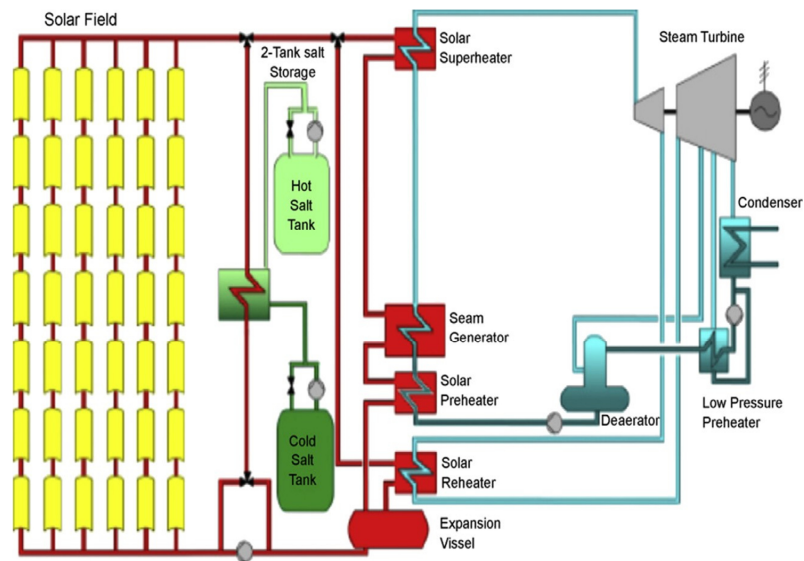


Figura 32. Diagrama esquemático de una planta de concentradores parabólicos con almacenamiento de dos tanques de sal derretida [22].

La unidad térmica de almacenamiento de energía se carga mediante la adopción de fluido de transferencia de calor de aceite caliente (HTF) (con una temperatura nominal de diseño de 393 °C) del campo solar y circulando a través de intercambiadores de calor aceite-sal. Sal fundida a 292 °C es tomada desde el tanque de almacenamiento en frío y fluye a contra-corriente a través de los intercambiadores de calor para obtener una temperatura máxima de almacenamiento de 385 °C. El fluido calentado se almacena en el tanque de almacenamiento caliente. Cuando se necesita la energía almacenada, el sistema simplemente opera en sentido inverso para calentar el HTF, que genera vapor de agua para hacer funcionar la central eléctrica. En este escenario, el rango de temperatura de funcionamiento del sistema de almacenamiento es de entre 292°C y 385°C y el sistema de almacenamiento se basa en la convección forzada para transferir calor entre el HTF y un medio líquido. El fluido de almacenamiento debe tener una temperatura de solidificación que se debe asegurar que esté bajo la temperatura de operación más baja del sistema de almacenamiento y una temperatura de descomposición que asegure estar por encima de la temperatura más alta del sistema de almacenamiento. El tamaño del campo solar se debe aumentar de modo que pueda cargar el sistema de

almacenamiento mientras se provee de energía térmica para el bloque de energía.

En un esfuerzo para evaluar el rendimiento y compensación entre coste, el rendimiento y los parámetros económicos de un cilindro parabólico a través de una planta que utiliza el diseño TES de dos tanques, Price y Kearney [28] presentaron un modelo de simulación por ordenador y se comparó el rendimiento anual de una planta de 50 MWe de energía basada en colectores cilindro-parabólicos con 6 horas de almacenamiento térmico y sin almacenamiento térmico. El estudio reveló que la adición de un sistema de TES daría lugar a lo siguiente:

1. Al tomar en cuenta las eficiencias de todas las componentes de la planta, TES puede mejorar la eficiencia anual solar a eléctrico (13,2% vs 12,4%), a pesar de que reduce ligeramente el rendimiento del ciclo de vapor (37,5% frente a 37,9%) debido a las temperaturas de vapor más bajas que ocurren mientras TES está en uso. Las dos razones principales para el aumento de la eficiencia anual fueron (a) se reduce mucho la necesidad de descargar la energía durante períodos de muy alta insolación y (b) menores pérdidas en la puesta en marcha de la turbina gracias al amortiguamiento de los períodos intermitentes.
2. El LCOE anual se redujo en un 10% debido al mayor factor planta.
3. Un pequeño aumento de las pérdidas térmicas en el receptor debido a una mayor temperatura de retorno del HTF al campo solar.
4. Se presentan dos tipos de pérdidas: Pérdidas térmicas de los sistemas de TES de almacenamiento, y las pérdidas cuando el sistema de almacenamiento está lleno y la central no puede aceptar más energía porque está ya en la carga máxima.

5. Se requiere un campo solar más grande en comparación con el que no tiene almacenamiento.
6. Aumenta el costo de capital, pero produce más energía que resulta en un menor costo de la electricidad.
7. Los parásitos eléctricos son ligeramente inferiores con TES debido a la mayor generación anual y menor porcentaje de consumo parasitario fuera de línea.
8. El arranque de la turbina se convierte en una pequeña fracción del consumo total de energía ya que es operada por más horas con menos arranques.

La energía solar es un recurso variable que requiere considerables cantidades de almacenamiento para crear un suministro confiable y consistente de electricidad. Los beneficios de la adición de cualquier cantidad de almacenamiento deben ser sopesados con los costos.

3.2.3. Consideraciones de diseño con almacenamiento

La presencia de TES puede suscitar consideraciones adicionales de diseño en la planta de energía y la optimización debe llevarse a cabo en vista de esto. Por ejemplo, en el caso de una planta de energía de cilindros parabólicos, la temperatura máxima del HTF será el resultado de la temperatura del campo solar. Durante el tiempo de la noche, cuando el sistema está siendo descargado, la temperatura más alta de la HTF no será la misma que en el día y puede resultar en tasas de transferencia de calor más bajas y por lo tanto la generación de menos vapor a temperaturas más bajas. Para superar esto, la presión de vapor se puede reducir para disminuir la temperatura de saturación del agua resultando en mayores tasas de

transferencia de calor y de generación de vapor. Mientras se estima la eficiencia del ciclo, estos cambios se deben tener en cuenta.

Una vez que el sistema de TES está diseñado a nivel del sistema, las técnicas de optimización de diseño se emplean para la simulación del rendimiento de la planta. Al igual que con cualquier diseño, es importante primero definir los parámetros básicos de la planta tales como la temperatura de entrada y presión de turbina, temperatura de salida del campo solar, insolación y tamaño de la central de energía. Varios modelos/software están disponibles para la optimización del sistema de potencia con el almacenamiento.

El dimensionamiento del sistema de TES debe hacerse de tal manera que la planta pueda funcionar de forma continua sin pérdidas de energía. El diseño se basará en las estimaciones de las necesidades de extracción pico de todos los lugares considerados, integrados a lo largo del ciclo de operación. Diferentes formas han sido adoptadas por los investigadores para la optimización de la central con almacenamiento de energía térmica. Un informe de Sandia National Laboratories [29] proporciona información sobre varios programas de software utilizados para la simulación de los diferentes componentes de las plantas de CSP. La Tabla 5 da una lista de los códigos de software utilizados para la simulación de los diversos componentes.

Tabla 5***Herramientas de simulación para diseño de CSP's [29]***

Power plant type	Components	Software/Codes used
Power tower	Optical design and performance of heliostat	ASAP, DELSOL, HELIOS, MIRVAL, SOLTRACE, Stress Analysis Codes such as ANSYS and CosmosWorks, HFLCAL
	Central receiver performance	CAVITY, DRAC and TOPAZ, FLUENT, RADSOLVER, Thermal Stress Analysis Codes such as ANSYS and CosmosWorks
	Heat transfer fluid (HTF) transport, exchange, and storage	FLUENT, SAM, SOLERGY, TRNSYS
	Power cycle	GATECYCLE, IPSEPRO, STEAM PRO, Epsilon
	Total system performance	DELSOL, SAM, SOLERGY, TRNSYS
Linear concentrator systems (troughs and linear reflectors)	Solar collectors	ASAP, CIRCE, FLUENT, SOLTRACE, TROUGH HELIOS
	Dish receiver	AAETES, FLUENT
	Power cycle	GATECYCLE, IPSEPRO, STEAM PRO
	Total system performance	EXCELERGY, SAM, SOLERGY, TRNSYS
Dish engine systems	Dish solar collector	ASAP, CIRCE, SOLTRACE
	Heat transfer fluid (HTF) transport, exchange, and storage	FLUENT, SAM, SOLERGY, TRNSYS
	Dish field system performance	Dish Field System Model (an Excel-based model)

El System Advisor Model, SAM [30], Es un paquete de software de modelado desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable de los Estados Unidos de Norte América. SAM puede modelar el rendimiento por hora de energía fotovoltaica (PV), concentradores fotovoltaicos (CPV) y plantas de CSP, para muchos lugares. Para una planta de CSP, SAM modela el campo solar, la unidad TES, y el bloque de energía en una hora base para proporcionar el rendimiento anual. Este código puede utilizar valores predeterminados valores definidos por el usuario para el cálculo de la producción de energía, los costos de capital y el LCOE. SAM también tiene algunas capacidades para optimizar una planta de CSP con TES con el fin de comparar el LCOE de una planta de CSP con los generadores de energía convencionales. Gilman et al. [30] proporciona una descripción detallada de SAM y sus capacidades.

TRNSYS (Transient System Simulation) es un programa de simulación transitoria secuencial-modular desarrollado en el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Wisconsin [31]. Este código fuente a disposición

del público está escrito en FORTRAN. TRNSYS tiene un gran conjunto de componentes de planta de energía que se pueden utilizar como una herramienta de diseño detallado para simulaciones por hora de un sistema de energía solar durante todo un año. Los modelos de componentes que son, ya sea empírico o analítico, describen el rendimiento de los componentes con ecuaciones algebraicas y/o diferenciales.

Un modelo del Sistema de Generación de Energía Solar VI (SEGS) fue desarrollado por Lippke [32] utilizando el software de simulación EASY. Los resultados sugieren que la más alta temperatura del HTF permitida es óptima para un día de verano. La librería de componentes eléctricos termosolares, STEC, está organizada por la organización internacional Solar PACES. Un modelo de SEGS VI que estaba disponible utilizó componentes STEC; sin embargo, el modelo complejo tenía problemas de convergencia.

Existen numerosos modelos de centrales de colectores cilindro-parabólicos **privados**, tales como PCTroughTM por Solar Millennium, pero que no son accesibles en el dominio público. Patnode [33] realizó una simulación detallada de SEGS VI utilizando Engineering Equation Solver, EES, y TRNSYS. La comparación de rendimiento anual de los 50 MWe de Andasol con plantas de colectores que emplean, ya sea un sistema de 2-tanques o un solo tanque de fluido de almacenamiento térmico en sales se llevó a cabo usando TRNSYS.

Aunque un número de programas están disponibles comercialmente, grupos de investigación e industriales también están desarrollando simulaciones como herramienta para el modelado del rendimiento de los sistemas subsistemas de centrales de energía. Un modelo de simulación que reproduce el rendimiento de plantas solares cilindro-parabólicos térmicas con una unidad térmica de almacenamiento se presenta en Llorente García et al. [26]. El objetivo de este modelo es el de facilitar la predicción de

la producción de energía de estas plantas durante las diferentes etapas de su planificación, diseño, construcción y operación.

Los resultados del modelo para una planta de 50 MWe se presentan y se comparan con los datos reales a partir de una planta equivalente actualmente operada por el ACS industrial Group en España.

Un modelo matemático-estadístico de ciclos de potencia híbridos solar-fósil se desarrolló en Adinberg [34], que se basa en las ecuaciones de balance de energía y datos horarios históricos de radiación normal directa y perfiles de carga disponibles en la literatura. Las características de rendimiento de almacenamiento térmico con fracciones solares desde 0.2 a 1.0 fueron estudiados. De los cálculos realizados, se sugirió que para las operaciones de carga base, una capacidad de almacenamiento extremadamente grande equivalente a casi un millar de horas de funcionamiento a plena carga debe estar disponible para una planta de energía para lograr producción de energía continua utilizando sólo la energía solar (fracción solar igual a 1,0) durante un ciclo de funcionamiento anual.

Arahal et al. [35] desarrollaron un modelo de un tanque de almacenamiento térmico para simular el tanque de almacenamiento en las instalaciones de prueba de CSP en la PSA (Plataforma Solar de Almería) y lo comparó con los datos experimentales de la instalación. El modelo utiliza la técnica de aproximación simultánea de perturbación estocástica (SPSA) para ajustar los parámetros de una estructura de modelo serial de caja-gris. El modelo simula el rendimiento del sistema y las pruebas de varios esquemas de control jerárquico propuestos por los autores.

Los resultados de las simulaciones dinámicas para un sistema de dos tanques de almacenamiento de energía térmica utilizado en un sistema de energía de concentración solar parabólico se presentan por Powell y Edgar [36]. La presencia del sistema de almacenamiento, su interacción con los

otros componentes de la planta, y la forma en que se puede aprovechar para controlar la energía de salida, además de la temperatura de salida del colector, fueron enfatizadas. La adición de un sistema de almacenamiento aumenta la cuota solar de la planta de energía hasta en un 47% para una potencia térmica de carga base de salida de 1 MW. Esto reduce el requerimiento de combustible suplementario por 43%.

Una encuesta realizada por Madaeni et al. [37] analiza la economía de una central de colectores cilindro-parabólicos con TES utilizando un marco modelado general que puede ser utilizado para evaluar los beneficios y el valor de CSP y TES. Se estudió el rendimiento operativo mediante la programación entera mixta (MIP). Este modelo utiliza las características de la planta de CSP, las condiciones meteorológicas, y el tamaño de la planta de CSP como fijo.

3.2.4. Definiciones a nivel de planta

La presencia de un sistema de TES en la planta afectará el rendimiento final de la planta tanto térmica como económicamente. Varias restricciones de diseño importantes se deben cumplir para que los sistemas de TES sean capaces de ser integrados en la planta de energía. Además, dependiendo de los componentes utilizados en la planta de energía y los requisitos termodinámicos, la eficiencia de la planta de energía varía. Para una mayor eficiencia, las centrales deben ser capaces de ir a temperaturas más altas y los sistemas de TES deben ser capaces de almacenar energía a las temperaturas requeridas y ser compatibles con otras consideraciones de componentes termodinámicas.

3.3. Consideraciones a nivel de componentes

El rendimiento de un sistema de TES depende del tipo de componentes y su capacidad de rendimiento. A nivel de componentes, la selección de

materiales de almacenamiento, material de contención, fluido de transferencia de calor y la inter-compatibilidad entre los tres son las consideraciones principales de diseño.

3.3.1. Selección de medios de almacenamiento

El subcomponente fundamental de cualquier sistema de almacenamiento de energía térmica es el medio elegido para almacenar energía. Este material se debe elegir con criterio tal que sus costos, las propiedades del material, reactividad, y estabilidad térmica tanto como química permitan un sistema robusto que puede soportar miles de ciclos térmicos. Estos criterios tienen un papel primordial en la selección de materiales, limitando considerablemente el inventario de materiales que se pueden utilizar para el almacenamiento.

Las propiedades termo físicas importantes en la selección de los materiales de almacenamiento son la densidad, calor específico, conductividad térmica, coeficiente de expansión térmica y la estabilidad cíclica, así como la disponibilidad, los costes, y los métodos de producción.

3.3.1.1. Tipos de almacenamiento

Los sistemas de TES se clasifican por almacenamiento de calor sensible, almacenamiento de calor latente y almacenamiento termoquímico. Los sistemas de almacenamiento de calor sensible (SHS) alcanzan almacenamiento aumentando la temperatura de un medio (por lo general un sólido o un líquido), por lo tanto los materiales de almacenamiento no se someten a ningún cambio de fase en el rango de temperatura del proceso de almacenamiento. El almacenamiento de calor sensible en un material depende en gran medida de su capacidad de calor, ρC_p , que determina la densidad de energía y la difusividad térmica, $k / \rho C_p$, que determina la tasa

en la que ese calor puede ser liberado y extraído. La cantidad de energía almacenada está dada por la siguiente ecuación:

$$Q = mC_p \Delta T \quad (75)$$

Donde, Q es la energía almacenada, m es la masa del medio de almacenamiento, Cp es el calor específico del material y ΔT es la variación de temperatura durante el proceso. Todos los TES instalados actualmente en plantas termosolares a escala comercial almacenan energía mediante calor sensible. Estos sistemas en la actualidad (estado del arte), emplean sales fundidas en un diseño indirecto de dos tanques. La ventaja de este diseño es que la transferencia de calor durante carga y descarga se produce a través de convección forzada; Por lo tanto, la transferencia de calor no es un severo factor limitante para el sistema. Los materiales adicionales incluyendo concreto, roca, arena y de metal se pueden encontrar en la Tabla 6.

Tabla 6

Datos publicados en potenciales materiales de almacenamiento de calor sensible [21].

T _{cool} (C)	T _{hot} (C)	Material	Thermal conductivity (W/m k)	Density (kg/m ³)	Average specific heat capacity c _p (kJ/kg K)	Volumetric specific heat capacity (kWh _{th} /m ³)	Type of medium
200	300	Sanderockeoil	1	1700	1.3	60	Solid
200	400	Reinforced concrete	1.5	2200	0.85	100	Solid
200	400	Cast iron	37	7200	0.56	160	Solid
200	500	NaCl	7	2160	0.85	150	Solid
200	700	Cast steel	40	7800	0.6	450	Solid
200	700	Silica fire bricks	1.5	1820	1	150	Solid
200	1200	Magnesia fire bricks	5	3000	1.15	600	Solid
250	350	Synthetic oil	0.11	900	2.3	57	Liquid
250	450	Nitrite salts	0.57	1825	1.5	152	Liquid
270	530	Liquid sodium	71	853	1.3	80	Liquid
300	400	Silicone oil	0.1	900	2.1	52	Liquid
180	1300	Lithium liquid salt	38.1	510	4.19		Liquid
15	400	Dowtherm A	0.1171 at 155 C	867	2.2		Liquid
0	345	Therminol 66		750	2.1		Liquid

Aunque los sistemas de almacenamiento de calor sensible para plantas termosolares han experimentado un desarrollo pronunciado debido a la

facilidad de la transferencia de calor y la simplicidad del sistema de almacenamiento, una serie de esfuerzos de investigación también se centran en las técnicas que aprovechan el calor latente para almacenar energía térmica. Estos sistemas utilizan materiales que cambian de fase a una temperatura que cae dentro de los límites superior e inferior del campo solar. Al hacerlo, aprovechan el calor latente, o entalpía, asociado con la transición de fase. El fenómeno de cambio de fase varía en transiciones de sólido-sólido, líquido-vapor y sólido-líquido, sin embargo este último se suele utilizar debido a su baja expansión volumétrica en comparación con la transición líquido-gas debido a su alto calor latente en comparación con la transición sólido-sólido. La energía almacenada en la masa m de una transición sólido-líquido en una fase material de cambio (PCM) es:

$$Q = m[C_{ps}(T_m - T_s) + h + C_{pl}(T_1 - T_m)]. \quad (76)$$

Donde C_{ps} y C_{pl} son los calores específicos medios en el sólido y fases líquidas respectivamente, h es la entalpía de cambio de fase, T_m es la temperatura de fusión, T_s es la temperatura del sólido y T_1 es la temperatura del líquido.

El almacenamiento de calor latente es un proceso casi isotérmico que puede proporcionar cantidades de almacenamiento mejoradas significativamente en comparación con sistemas de almacenamiento sensibles de la misma gama de temperaturas. El almacenamiento isotérmico es una característica importante porque las temperaturas del campo solar de entrada y de salida están limitadas debido a las limitaciones en el HTF, equipo de campo solar y el ciclo Rankine. Siendo que la capacidad de almacenamiento de un sistema de calor latente se rige no sólo por el calor específico del material, sino también por la entalpía de cambio de fase, esto potencialmente puede permitir una alternativa más pequeña, más eficiente a bajo costo que los sistemas de almacenamiento térmico de calor sensible.

Algunos potenciales materiales de almacenamiento de calor latente se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7

Datos publicados en potenciales materiales de almacenamiento de calor latente [38, 39].

T_{melt} (C)	Material	Latent heat of fusion (J/g)	Thermal conductivity (W/m K)
307	NaNO ₃	177	0.5
318	77.2 mol% NaOH e 16.2% NaCl e 6.6% Na ₂ CO ₃	290	
320	54.2 mol% LiCl e 6.4% BaCl ₂ e 39.4% KCl	170	
335	KNO ₃	88	0.5
340	52 wt% Zn e 48% Mg	180	
348	58 mol% LiCl e 42% KCl	170	
380	KOH	149.7	0.5
380	45.4 mol% MgCl ₂ e 21.6% KCl e 33% NaCl	284	
381	96 wt% Zn e 4% Al	138	
397	37 wt% Na ₂ CO ₃ e 35% K ₂ CO ₃ e Li ₂ CO ₃	275	2.04
443	59 wt% Al e 35% Mg e 6% Zn	310	
450	48 wt% NaCl e 52% MgCl ₂	430	0.96
470	36 wt% KCl e 64% MgCl ₂	388	0.83
487	56 wt% Na ₂ CO ₃ e 44% Li ₂ CO ₃	368	2.11
500	33 wt% NaCl e 67% CaCl ₂	281	1.02
550	LiBr	203	
632	46 wt% LiFe e 44% NaF ₂ e 10% MgF ₂	858	1.20
660	Al	398	250
714	MgCl ₂	452	

El sistema de almacenamiento termoquímico es la tecnología de almacenamiento menos investigada aunque potencialmente puede almacenar más energía que los sistemas de calor sensible o latente debido al calor de reacción. Estos sistemas se basan en el calor del campo solar para conducir reacciones químicas reversibles, por lo que el medio de almacenamiento debe tener la capacidad para disociar completamente en el rango de temperatura del campo solar. En este concepto de almacenamiento la reacción en la dirección hacia adelante es endotérmica mientras que la

reacción inversa es exotérmica. La cantidad de calor almacenado en una reacción química depende del calor de reacción y el grado de conversión dado por:

$$Q = a_r m \Delta H \quad (77)$$

Donde, a_r es la fracción reaccionada y ΔH es el calor de reacción por unidad de masa, m .

El almacenamiento termoquímico se considera ventajoso con respecto al almacenamiento de calor sensible debido a que hay el potencial para los productos químicos de la reacción de disociación para ser almacenado indefinidamente a temperatura ambiente reduciendo así las pérdidas térmicas. Además, el proceso exotérmico produce a una temperatura constante si el calor es eliminado a un ritmo que impida el calentamiento espontáneo. Desafortunadamente estos sistemas sufren de los impedimentos que son comúnmente exhibidos por otros sistemas, incluyendo limitaciones en la transferencia de calor, estabilidad de ciclo, la reversibilidad y el coste.

En termoquímica además los sistemas pueden experimentar pérdidas por almacenamiento de gases y pueden ser restringidos por la cinética de reacción. Los materiales que se pueden potencialmente utilizar para el almacenamiento termoquímico se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8
Medios de almacenamiento termoquímico [23].

Compound	Temperature (C)	Reaction	DH (kJ/mol)	DH (GJ/m ³)
Manganese oxide	530 (at 1 bar of reactant)	MnO ₂ þ DH 4 0.5Mn ₂ O ₃ þ 0.25O ₂	42	
Calcium hydroxide	505 (at 1 bar of reactant)	Ca(OH) ₂ þ DH 4 CaO þ H ₂ O	112	
Calcium carbonate	896 (at 1 bar of reactant)	CaCO ₃ þ DH 4 CaO þ CO ₂	167	
Magnesium hydride	250e500	MgH ₂ þ DH 4 Mg þ H ₂	75	
Ammonia	400e500		67	
Methane/Water	500e1000		n.a.	
Magnesium oxide	250e400	NH ₃ þ DH 4 1/2N ₂ þ 3/2H ₂	81	
Iron carbonate	180	CH ₄ þ H ₂ O 4 CO þ 3H ₂		4.4
Metal hydride	200e300		n.a.	
Methanolatedemethanolation	200e250	MgO þ H ₂ O 4 Mg(OH) ₂		
		FeCO ₃ 4 FeO þ CO ₂		
		Metal xH ₂ 4 metal yH ₂ þ (x - y)H ₂		3.3
				2.6
		CH ₃ OH 4 CO þ 2H ₂		4

Una serie de publicaciones citan varios materiales de alta temperatura que se pueden utilizar para los sistemas de almacenamiento respectivos [24]. El material de almacenamiento debe poseer una alta densidad de energía que depende de las propiedades térmicas de los materiales. Como se muestra en las Tablas 6 a 8, estas fuentes presentan algunas de las propiedades termofísicas que son importantes para la selección del material y diseño del sistema. La conductividad térmica, por ejemplo, afecta la dinámica de la transferencia de calor y por lo tanto el rendimiento del sistema. Laing et al. [40] demuestra esto proporcionando la longitud del tubo requerida para transferir calor desde un HTF al material de almacenamiento concreto para diversas conductividades térmicas de hormigón. Ellos muestran que mediante el aumento de la conductividad térmica del material de almacenamiento, la transferencia de calor es mayor, lo que permite una mayor distancia entre los tubos de transferencia de calor y por lo tanto se requieren menos tubos. Para un sistema de 950 MWh, sólo un ligero aumento en la conductividad térmica de 1 W/mK a 1,8 W/mK redujo la longitud total del tubo requerida en 46%. Buschle et al. [41] demuestran el efecto del calor latente de fusión y conductividad térmica para los materiales de cambio de fase. Utilizando una técnica analítica, determinaron el espesor requerido de PCM alrededor de un tubo de transferencia de calor para dos PCM de diferente calor latente de fusión (es decir, 100kJ/kg y 300kJ/kg). Por

el mismo diámetro exterior de tubo y espesor de pared, el PCM con el calor latente más alto requiere un espesor de 9 mm, mientras que el otro PCM requiere un espesor de 20 mm para almacenar la misma cantidad de energía.

También encontraron que las mejoras en tiempos de solidificación son incrementadas enormemente cuando la conductividad térmica aumenta a 5 W/mK. Por encima de este valor, las mejoras no son significativas [41].

En los materiales que tengan una conductividad térmica muy baja, los materiales de alta conductividad, como el grafito, fibras metálicas o matrices metal/cerámicas también se pueden agregar para la mejora de la conductividad térmica. En tales casos, la conductividad térmica eficaz debe ser utilizada para el análisis térmico. La transferencia de calor en un PCM puede ser aumentada por la adición de materiales de alta conductividad térmica. Debido a sus propiedades superiores -alta conductividad térmica, buena habilidad de proceso, e inercia química- el grafito tiene distintas ventajas para este propósito. Dependiendo de los requisitos de la aplicación correspondiente, se utilizan varias formas de combinar PCM y grafito. Una visión general de las aplicaciones reales y potenciales de sistemas PCM/almacenamiento de calor de grafito que se centran en el almacenamiento de calor solar para aplicaciones de alta temperatura, como la generación de calor de proceso y las plantas de energía solar térmica, se presenta en la referencia [42].

3.3.1.2. Estabilidad

Como se mencionó anteriormente, la reactividad, estabilidad térmica y estabilidad química de un material son criterios importantes para la selección del medio, por lo tanto, estas propiedades deben estar bien establecidas. Por desgracia, la evaluación de estos criterios puede tomar un considerable tiempo debido a la naturaleza cíclica y la expectativa de larga vida de los

sistemas de almacenamiento térmico. En un esfuerzo para evaluar la estabilidad térmica de concreto de alta temperatura, el Centro Aeroespacial Alemán, DLR, ha canalizado una serie de pruebas en módulos de hormigón que utilizan registros de tubo para aumentar la transferencia de calor. El hormigón es un material de almacenamiento de calor sensible favorable, ya que es de bajo costo, fácil de manejar y de fácil acceso. El primer módulo de prueba de DLR resultó en un daño causado por la presión de vapor excesiva durante el arranque debido a permeabilidad insuficiente dentro del material. Después de la mejora de la mezcla de concreto para permitir una mayor permeabilidad, DLR, en conjunto con Ed. Züblin AG Construction Company, construyeron un módulo de prueba a gran escala que sometieron a ensayos cíclicos para simular carga y descarga bajo diversas temperaturas. Más de 370 ciclos térmicos se realizaron más en 23 meses de operación en el rango de temperatura entre 200 °C y 400 °C con resultados exitosos. Pruebas adicionales se extendieron a temperaturas de hasta 500 °C durante varios miles de horas para investigar el impacto de la temperatura sobre la estabilidad material y la resistencia del hormigón. Después de varios años bajo investigación y evaluación, los resultados finales indicaron que el hormigón de alta temperatura es adecuado para su uso como un material de almacenamiento de calor sensible de hasta 500°C.

Aunque las pruebas de hormigón de alta temperatura probaron el material como una opción viable para el almacenamiento, un número de materiales permanecen no evaluados para su uso práctico como medio de almacenamiento. Sales de nitratos se utilizan ampliamente en sistemas de calor sensible y latente debido a su costo, propiedades térmicas favorables, baja presión de vapor y baja reactividad química; por lo tanto se han estudiado en detalle [22].

3.3.1.3. Caracterización de materiales

La caracterización de las propiedades del material de almacenamiento de energía térmica ha sido un gran esfuerzo, sin embargo un número de materiales aún no se han caracterizado. Los valores calculados en el lugar de los valores de experimentación verificados para las propiedades termofísicas se encuentran a menudo en la literatura. Esto no sólo es un problema debido a que los valores incorrectos hacen que sea difícil llevar a cabo un análisis de coste exacto, pero también debido a que los materiales utilizados a escala industrial podrían ser de menor pureza y por lo tanto los valores de las propiedades termofísicas serán reducidos aún más. La discrepancia entre valores calculados y medidos de calor latente es particularmente grande para mezclas y eutécticos que no exhiben un comportamiento de mezcla-ideal.

La caracterización de las propiedades térmicas tales como la capacidad de calor, calor latente, punto de fusión, y subenfriamiento para cambio de fase de materiales generalmente se lleva a cabo utilizando calorimetría de barrido diferencial (DSC) y análisis termogravimétrico (TGA). Durante las evaluaciones, la compatibilidad o estabilidad de los equipos crisoles con el material de almacenamiento es muy importante. Por ejemplo, en la presencia de sales inorgánicas que son corrosivas en la naturaleza, el uso de crisoles de óxido de aluminio ayudarán a obtener resultados más precisos, en comparación con uso de acero inoxidable 316 (SS316L) de bajo contenido de carbono o crisoles de aluminio típicos para estos materiales.

3.3.2. Compatibilidad de materiales

Una vez que se selecciona el medio de almacenamiento, es importante identificar los materiales que se utilizarán para los componentes restantes del sistema que incluye el tanque de almacenamiento, fluido de transferencia de calor, así como materiales de mejora de la transferencia de calor. En

algunos casos. Sin embargo, en los sistemas de almacenamiento de calor latente, los PCM deben estar contenidos del HTF para evitar cualquier problema durante el proceso de cambio de fase. El material de contención debe ser compatible con el material de almacenamiento, estable y no debe obstaculizar, la transferencia de calor entre el medio de almacenamiento y el fluido de transferencia de calor. La contención de PCM debe cumplir con los requisitos de la fuerza, la flexibilidad, resistencia a la corrosión y la estabilidad térmica; actuar como una barrera para proteger el PCM de interacciones perjudiciales con el medio ambiente; proporcionar superficie suficiente para la transferencia de calor y proporcionar estabilidad estructural y fácil manejo.

Uno de los principales problemas con la selección de materiales es la corrosión. La corrosión disminuye el ciclo de vida del sistema y cambia el rendimiento térmico del sistema. Otra cuestión importante es la estabilidad térmica del sistema de contención durante la repetición del ciclo térmico, que generalmente agrava la oxidación de alta temperatura. Los materiales de encapsulación orgánicos tales como polímeros pueden también tener problemas con la desgasificación. Los datos correspondientes a la corrosión salina de alta temperatura con los ciclos térmicos esperados en una planta de CSP son escasos. La mayoría de los datos disponibles es para hidratos de sales diluidas, utilizadas típicamente en la industria química. Porisini [43] probó la corrosión de cuatro hidratos de sales comercialmente disponibles utilizados como PCM con puntos de fusión entre 15°C y 32°C en el acero inoxidable, acero al carbono, aleaciones de aluminio y el cobre en 1988 y acero inoxidable encontrado para ser el más estable. Cabeza et al. [44] estudió la resistencia a la corrosión de cinco metales comunes en contacto con hidratos de sales fundidas en una prueba de corrosión por inmersión. Heine et al. [45] estudió el comportamiento de la corrosión de seis sales fundidas (cloruros, nitratos y fluoruros) de fusión entre 235 C y 857 C frente a cuatro diferentes aceros usados a estas temperaturas. Otros estudios acerca de la corrosión en acero concluyeron que las impurezas normalmente

contenidas en grados comerciales de nitratos alcalinos tienen efectos relativamente pequeños en la corrosión de los aceros inoxidable y de carbono en sales fundidas preparadas de estos constituyentes.

Bradshaw y Goods [46,47] informaron sobre la resistencia de aceros inoxidable (usado para hacer el depósito de agua caliente en un sistema de almacenamiento de dos tanques) a la corrosión durante los ciclos térmicos en las mezclas sales de nitrato fundidas. En aplicaciones en las que la exposición a sales de nitrato puede estar limitado a 400°C o menos, la utilización de aceros de carbono puede ser considerado. A partir de ensayos llevados a cabo hasta ahora, se ha encontrado que el uso de acero al carbono es aceptable cuando se opera con sales de nitrato a temperaturas por debajo de 400°C. Para temperaturas más altas, es útil el uso de acero inoxidable para materiales del tanque o de otros componentes del sistema.

3.3.3. Componentes del tanque de almacenamiento

Una vez que se identifica el material del tanque, los componentes restantes del sistema de tanque se pueden seleccionar sobre la base de intervalos de temperatura. El material de aislamiento debe ser capaz de aislar el tanque del entorno y minimizar las pérdidas. La Figura 33 muestra los diferentes componentes de un sistema de almacenamiento térmico 2-tanques utilizado en el proyecto de demostración de receptor central Solar Dos.

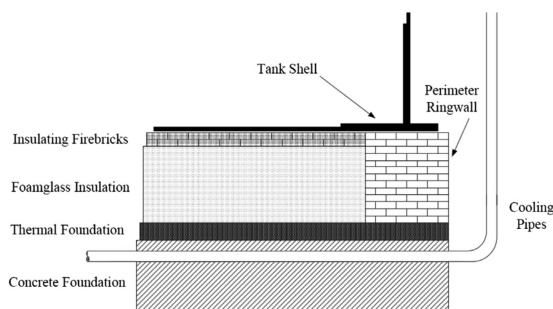


Figura 33. Fundación del tanque de almacenamiento. [23].

A partir de abajo hacia arriba, la base del tanque consta de una losa de concreto, una fundación de concreto aislante, aislamiento de espuma de vidrio, ladrillos aislantes de fuego y una placa de deslizamiento de acero. El perímetro de la fundación es algo diferente, que consiste en una pared de anillo de ladrillos de fuego para apoyar a las grandes cargas de las paredes y el techo.

3.3.4. Fluidos de transferencia de calor

Los fluidos de transferencia de calor deben ser compatibles con los materiales de contención, medios de almacenamiento y tener la capacidad de operar en el rango necesario de temperatura. Como se mencionó anteriormente, a base de aceites HTF-orgánicos, aire, agua y sales fundidas se han utilizado para la transferencia de calor en plantas de CSP. Los HTF a base de aceite orgánico actualmente tienden a descomponerse a altas temperaturas (alrededor de 400°C).

Las sales inorgánicas mantienen estabilidad a altas temperaturas, pero se solidifican fácilmente a temperaturas como a los 230°C. Por lo tanto las plantas que operan a alta temperatura son capaces de utilizar aire, vapor o sales fundidas como fluidos de transferencia de calor. En la actualidad, la investigación en esta área se centra en el desarrollo de HTF's avanzados que pueden operar a temperaturas que van desde 80°C hasta 500°C. La evolución de investigación incluyen [48]:

- La utilización de fluidos basados en nano-partículas como HTF y TES para modificar el punto de fusión y la capacidad de transferencia de calor.
- Creación de sales eutécticas estándar que son menos corrosivas por la combinación de dos o más sales que se pueden congelar a la misma temperatura.

- El desarrollo de estructuras a escala nanométrica "encapsulados" de 50-500 átomos, que luego pueden ser suspendidos en fluidos y ser usados tanto para TES y HTF, y puede soportar ciclos repetidos entre la calefacción y la refrigeración.

Estos fluidos de transferencia de calor, cuando se usan con otras tecnologías avanzadas, podrían reducir significativamente el coste de la electricidad solar hasta un mínimo de US\$ 0.05-0.07/kWh [48]. Menores costos harían a la electricidad térmica solar competitiva con el gas y el carbón.

3.3.5. Costo

Como puede verse en la Figura 34, el mayor costo del estado actual (estado del arte) del sistema de 2-tanques es debido al material de almacenamiento.

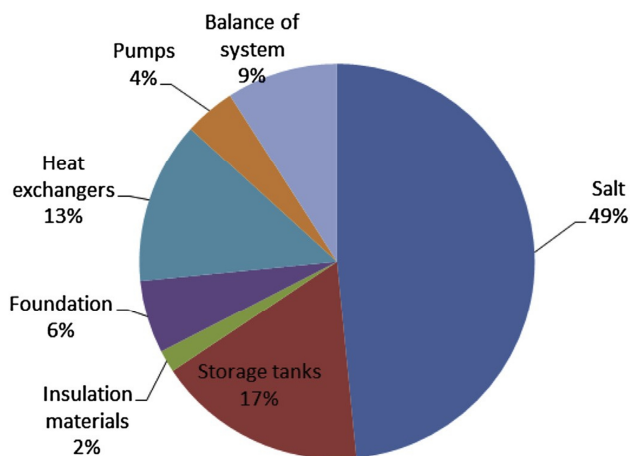


Figura 34. Desglose de los costos TES para almacenamiento de 2 tanques de calor sensible indirecto [25].

El costo de los materiales es muy importante, como la motivación actual que impulsa la investigación y las oportunidades de financiación es para almacenar energía a bajo costo, lo que reduce el LCOE de CSP. En el caso

de los sistemas de almacenamiento de alta temperatura en que muchas sales inorgánicas se proponen como el medio de almacenamiento, es difícil conseguir un mayor costo verdadero del material para una evaluación preliminar. A diferencia de los metales y los productos derivados del petróleo que se venden a través de los intercambios internacionales, las sales industriales se producen en un nivel regional y los productores compiten directamente entre sí y fijan el precio. Los precios también varían entre las diferentes sales y entre los niveles de pureza para la misma sal. Además de los costos del material, gastos de entrega, energía para fundir la sal, si se utiliza en forma fundida, y costos de manejo deben ser considerados.

La Figura 34 también demuestra que las reducciones grandes pueden producirse minimizando el número de tanques y los intercambiadores de calor utilizados en el sistema. Para los sistemas que requieren mejorar los mecanismos transferencia de calor, los costos asociados deben ser incluidos en el análisis.

3.3.6. Madurez de la tecnología de almacenamiento

En 2011, Tamme [49] facilita el estado de madurez de sistemas de almacenamiento de energía térmica. Como puede verse en la Figura 35, las tecnologías menos maduras tienen el mayor potencial para reducir la cantidad de material requerido para el almacenamiento.

<i>Technology</i>	<i>Energy density</i> [kWh/m ³]	<i>Maturity</i>
sensible	low	high
solid	↓	↑
liquid		
latent	↓	↑
sorption		
thermochemical		
	high	low

Figura 35. Estado de la madurez de la tecnología de almacenamiento [49].

Una cantidad significativa de esfuerzos de investigación se centran actualmente en la reducción del costo de las plantas de CSP por el desarrollo de sistemas de almacenamiento que utilizan materiales con alta densidad energía o son más bajos en costo que los sistemas actuales de estado del arte. Los principales esfuerzos están en marcha en los EE.UU. y Europa, debido a las oportunidades de financiación a gran escala de sus departamentos nacionales de energía. En el año fiscal 2011, por ejemplo, el Departamento de Energía de EE.UU. otorgó 15 concesiones que suman \$ 37,3 millones USD para proyectos de almacenamiento de energía térmica a través de la Agencia de Energía de Proyectos de Investigación Avanzada (ARPA-E). El objetivo del programa de financiación es "desarrollar formas revolucionarias y rentables para almacenar energía térmica". Los conceptos de almacenamiento bajo el lapso de investigación a través de tres categorías: almacenamiento de calor sensible, latente y termoquímica. En 2012, en el marco de la Alianza Europea de Investigación de la Energía, la Unión Europea concedió €8.65 billones a un proyecto de energía solar titulado "Optimización de un sistema de almacenamiento de energía térmica con generador de vapor integrado "(OPTS). Múltiples instituciones europeas de investigación trabajarán juntas durante un período de tres años para desarrollar un solo tanque, sistema de almacenamiento en sales fundidas estratificadas que pueden acumular calor hasta 550°C para las plantas de CSP a gran escala. Sin embargo, en lugar de reducir el costo mediante el uso de diferentes materiales de almacenamiento, este proyecto se centra en el desarrollo de un nuevo diseño del sistema que integrará el generador de vapor con el sistema de almacenamiento utilizando la misma sal fundida que se utiliza en el sistema de 2-tanques.

3.4. Consideraciones a nivel de sistema

Es evidente que a nivel de sistema de TES la eficiencia y el rendimiento son muy importantes en la determinación de la eficiencia de la planta de energía. El montaje de los componentes seleccionados juega un papel

importante en el logro de la densidad de almacenamiento diseñada, la capacidad carga y descarga y requerimientos de costos del sistema de TES. A nivel del sistema, varios factores determinan el comportamiento térmico y por lo tanto la eficiencia de la energía y la exergía de la unidad. Los requisitos fundamentales para el desarrollo de un sistema de almacenamiento de energía térmica se muestran en la Tabla 9:

Tabla 9

Requerimientos clave para el desarrollo de sistemas TES para plantas.

-
- | | |
|----|--|
| 1 | High energy density capability of storage material |
| 2 | Efficient heat transfer between the storage material and HTF provided by properly designed heat exchange equipment. |
| 3 | Fast response to load changes in the discharge mode |
| 4 | Low chemical activity of storage material and HTF towards the materials of construction |
| 5 | Good chemical stability of storage material/HTF and temperature reversibility in a large number of thermal charge/discharge cycles comparable to a lifespan of the power plant, 30 years |
| 6 | High thermal efficiency and low parasitic electric power for the system |
| 7 | Low potential contamination of the environment caused by an accidental spill of large amounts of chemicals used in the TES system |
| 8 | Low cost of storage material, taking into account the embodied energy (carbon) |
| 9 | Ease of operation and low operational and maintenance costs |
| 10 | Feasibility of scaling up TES designs to provide at least 10 full load operation hours for large-scale solar power plants of 50 MW electrical generation capacity and larger |
-

3.4.1. Tipos de sistema de TES

Los sistemas de TES se pueden categorizar como tipos activos o pasivos. Cuando el medio de almacenamiento es un fluido y es capaz de fluir entre los tanques, los sistemas se denominan sistemas de tipo activo. Si el medio de almacenamiento también se utiliza como fluido de transferencia de calor, el sistema se denomina como directo-activo. Se necesita un intercambiador de calor adicional cuando el fluido de almacenamiento y el fluido de transferencia de calor son diferentes y la unidad se conoce como tipo indirecto-activo. En los casos en que el medio de almacenamiento es sólido, el HTF pasa a través del material de almacenamiento sólo para cargar y descargar. Tal sistema se denomina un tipo pasivo.

Cada uno de estos tipos tiene sus propias ventajas y desventajas en comparación con otros tipos de sistemas. Dependiendo del material de almacenamiento elegido, cualquier configuración debe ser capaz de almacenar la cantidad necesaria de energía dentro de la duración de la aplicación y debe ser económica. En términos de rendimiento térmico, es fundamental que el sistema de almacenamiento tenga una alta densidad de energía y tenga una suficiente capacidad de carga y descarga. Por ejemplo, en el caso de sistemas de almacenamiento térmico activo, los líquidos se utilizan como materiales de almacenamiento en comparación con los gases desde que los líquidos poseen alta densidad de energía y conductividad térmica en comparación a los gases. Sin embargo, el uso de un líquido que es estable en la temperatura de funcionamiento del sistema puede no ser económico. Del mismo modo, si un material sólido barato con alta densidad de energía es elegido, el sistema puede no poseer alta difusividad térmica para cargar y descargar la energía de manera eficiente. Por lo tanto, los materiales de alta conductividad térmica están integrados para mejorar la transferencia de calor.

3.4.1.1. Almacenamiento Activo

En un sistema de almacenamiento activo, el material de almacenamiento en sí circula entre los intercambiadores de calor para la transferencia de energía. Los intercambiadores empleados también pueden ser receptores solares o generadores de vapor.

3.4.1.1.1. Sistemas de dos tanques.

Medios de almacenamiento líquidos son utilizados para sistemas CSP de alta temperatura que son generalmente sales fundidas o aceites sintéticos. Un almacenamiento directo de dos tanques se utilizó en los primeros colectores cilindro-parabólicos para plantas de energía y en la torre

de energía Solar Two en California. Varias centrales parabólicas de colectores en fase de desarrollo y en funcionamiento en España y los EE.UU. utilizan el concepto de almacenamiento de energía térmica indirecta de dos tanques. Las plantas utilizarán aceite ecológico como HTF y sales fundidas como fluido de almacenamiento. Actualmente, el sistema de almacenamiento de 2-tanques es la tecnología más madura comercialmente y se utiliza en la industria, mientras que otros tipos varían en su nivel de madurez.

3.4.1.1.2. Sistemas termoclinos.

Los líquidos también se pueden utilizar en un solo sistema de tanque donde un fluido caliente tal como aceite sintético se bombea en la parte superior de un tanque durante el modo de carga, desplazando gradualmente a un fluido más frío. Un gradiente térmico se crea dentro del sistema y es idealmente estabilizado y preservada por los efectos de empuje. Tal sistema se ha acuñado el nombre de "almacenamiento termoclino" debido al gradiente térmico que se desarrolla dentro del sistema. El fluido caliente se mantiene en la parte superior y el fluido frío permanece en la parte inferior, sin embargo, en estos sistemas, es difícil separar el fluido caliente desde el fluido frío. Una termoclina ideal se muestra en la Figura 36, reproducida de la referencia [134], tiene una capa imaginaria de aislamiento térmico perfecta verticalmente móvil que protege la mezcla de fluidos calientes y fríos.

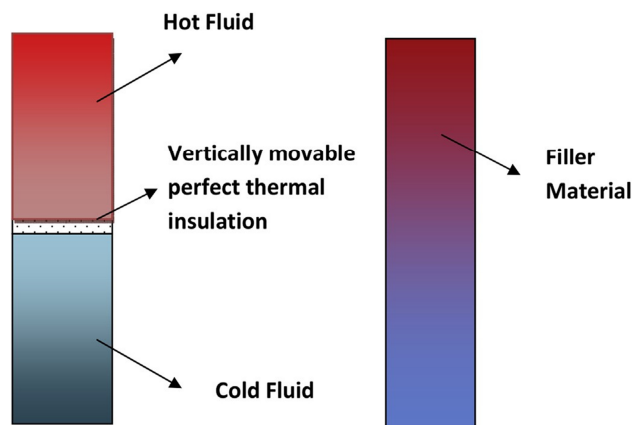


Figura 36. Termoclina ideal tipo activa (izquierda) y tanque termoclina tipo pasiva con material de relleno (derecha) [23].

La capa de aislamiento puede moverse en función de si un fluido caliente o frío está siendo almacenado en el sistema. Típicamente, un material de relleno se inserta en el sistema. La presencia del material de relleno ayuda en el mantenimiento de la gradiente y reduce la convección natural dentro del líquido. El material de relleno en estos sistemas actúa como el material de almacenamiento primario, por lo tanto los sistemas que utilizan materiales de relleno se clasifican como sistemas pasivos.

3.4.1.1.3. Acumuladores de vapor.

Además de la utilización de aceites sintéticos y sales fundidas en el almacenamiento de tipo activo, el agua se puede utilizar como el medio de almacenamiento en los sistemas llamados acumuladores de vapor. En estos sistemas, la carga se produce cuando el vapor sobrecalentado o agua saturada entra en un tanque de almacenamiento presurizado que inicialmente contiene vapor saturado y agua saturada. Si el sistema está siendo cargado con vapor de agua sobrecalentado, la temperatura y la presión del agua en el tanque aumenta, cambiando así el estado de saturación de la masa inicial. Por otro lado, si el líquido saturado es utilizado para cargar el sistema, la presión y la temperatura se mantienen constantes sin embargo, la masa en el volumen aumenta. El proceso de descarga se

lleva a cabo mediante la reducción de la presión en el tanque de almacenamiento. Esto resulta en la producción de vapor saturado que disminuye en presión a medida que avanza el proceso de descarga. Si se desea el vapor sobrecalentado, se necesita un sistema de almacenamiento secundario para aumentar la temperatura del vapor. Los acumuladores de vapor se adaptan bien para plantas de CSP de generación directa de vapor (DSG) en la que el vapor es producido directamente en el campo solar y luego se usa en el bloque de energía para producir energía. El vapor que se produce en exceso de lo que se necesita por la turbina puede ser desviado al acumulador de vapor. Estos sistemas también pueden actuar tanto como sistema de almacenamiento y separador de fase en plantas DSG que se ejecutan en modo de recirculación. En este modo, el vapor saturado se separa del líquido saturado en un tambor separador y luego se envían a través de otro colector para conseguir sobrecalentamiento. Como puede verse en el esquema en la Figura 37, en lugar de utilizar dos piezas distintas de equipos, el vapor húmedo sale del campo solar y entra en el acumulador/separador de vapor combinado donde las fases se separaron y la presión permanece constante.

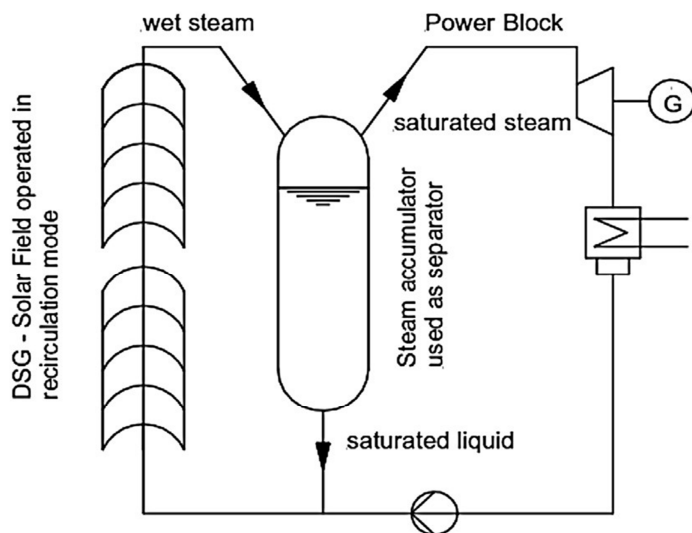


Figura 37. Integración de un acumulador de vapor en una planta de generación de vapor directo. El acumulador en este diseño también trabaja como separador de fase

[23].

Dado que estos sistemas requieren tanques de almacenamiento a presión y por lo tanto caros, y también poseen densidades de energía volumétrica bajas, son útiles cuando se necesita baja capacidad de almacenamiento térmico como es el caso para el almacenamiento buffer. Con el fin de aumentar la capacidad de almacenamiento, se ha propuesto que el almacenamiento de calor latente se utilice en conjunción con el acumulador vapor, ya sea colocando PCM's directamente en el acumulador de vapor o externo al acumulador de vapor. Pueden también ser utilizados en la configuración de almacenamiento indirecta, en la que un fluido de transferencia de calor por separado, tal como aceite sintético, entra al intercambiador de calor que está en contacto con la masa en el acumulador de vapor.

3.4.1.2. Almacenamiento pasivo

En los sistemas de almacenamiento pasivo, el HTF lleva la energía recibida de la fuente de energía al medio de almacenamiento durante la carga y recibe energía del sistema de almacenamiento cuando se descarga (estos sistemas también son llamados regeneradores). La disposición para el HTF a fluir a través del medio de almacenamiento es un parámetro importante que dicta la transferencia de calor en la unidad. Cuando el fluido de transferencia de calor es un líquido y la capacidad de calor del sólido en el sistema de almacenamiento no es insignificante, el sistema se denomina un sistema de almacenamiento doble. Los sistemas pasivos de almacenamiento pueden utilizar sólidos de bajo costo, tales como piedras, arena o de hormigón para materiales de almacenamiento de calor sensible, o materiales de cambio de fase para el almacenamiento de energía térmica.

3.4.1.3. Sistemas combinados

Aunque el estado del arte (estado actual) en TES hace uso de un solo tipo de sistema, es decir, 2-tanques de almacenamiento de calor sensible, el uso de múltiples tipos de sistemas tiene muchos beneficios. En un bloque de ciclo Rankine de vapor sobrecalentado tradicional es deseable minimizar la diferencia de temperatura entre el medio de almacenamiento y el fluido de trabajo a fin de reducir las pérdidas de energía. Un típico diagrama T-s para carga y descarga de vapor en una planta de energía se proporciona en la Figura 38.

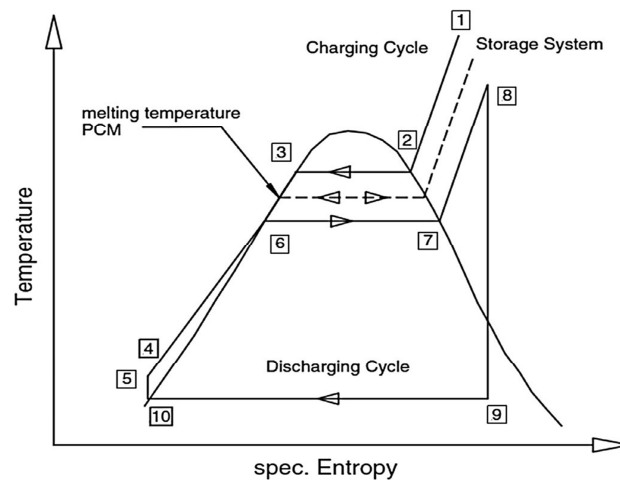


Figura 38. Diagrama TES para producción de vapor en una planta de energía [23].

Como se puede ver en la figura, la junta térmica entre el sistema de almacenamiento y el fluido de trabajo se maximizan cuando la producción de vapor, que es un proceso isotérmico, está acoplada con un proceso de almacenamiento isotérmico. Siendo que el almacenamiento de calor latente es isotérmico, se considera ventajoso utilizar este tipo de sistema para la evaporación de vapor de agua. Puesto que las etapas de precalentamiento y sobrecalentamiento son procesos de calor sensible, se benefician cuando se combinan con sistemas de almacenamiento de calor sensible (Figura 3.8).

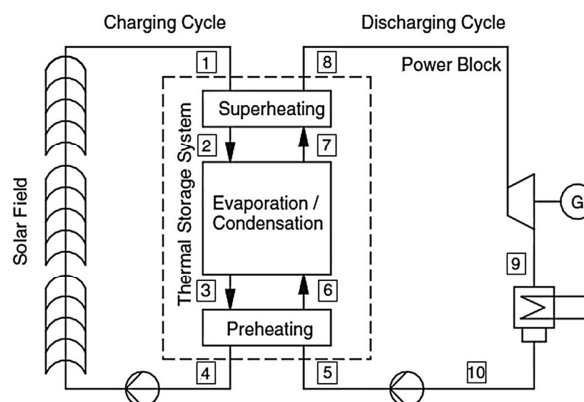


Figura 39. Esquema simplificado de integración de un sistema de almacenamiento combinado de calor sensible/latente para generación directa de vapor [23].

3.4.2. Análisis teórico de los sistemas de TES

Para el diseño de los sistemas de TES para cualquier aplicación, transferencia de calor y análisis hidráulico es muy importante en la determinación de la configuración óptima. El comportamiento de cualquier sistema de TES depende de los subcomponentes y su montaje / interacción con cada otro.

Es bien conocido que el sistema de almacenamiento térmico debe ser capaz de almacenar el calor a la temperatura más alta requerida en el sistema y ser descargado a la temperatura más baja permitida en el sistema. A continuación se proporcionan las metodologías comúnmente utilizadas para el análisis de transferencia de calor de los sistemas de TES.

3.4.2.1. Sistemas activos de dos tanques

Los principales elementos de un sistema de almacenamiento de energía térmica de dos tanques son el inventario de materiales, HTF, intercambiadores de calor y los tanques de almacenamiento, además de las bombas de circulación del material de almacenamiento. Durante la carga, la

cantidad de calor almacenada en el fluido depende del calor suministrado por el campo solar. La selección del material de almacenamiento depende de varios factores, incluyendo temperatura de funcionamiento de la planta. Los intercambiadores de calor deben ser diseñados con muy pequeñas aproximaciones de temperaturas para reducir al mínimo la pérdida de rendimiento del ciclo de potencia durante la descarga de almacenamiento térmico y para mantener temperaturas del suministro de fluido de transferencia de calor razonables para el campo colector durante la carga de almacenamiento térmico. El diseño también debe considerar la presión diferencial resultante en los intercambiadores de calor entre el HTF y el fluido de almacenamiento. Modelos de resistencia térmica analíticos son utilizados para diseñar el intercambiador de calor.

El tanque de almacenamiento debe ser capaz de aislar el depósito de agua caliente o fría del ambiente, almacenar la cantidad requerida de líquido y debe soportar la expansión y contracción térmica asociada con miles de ciclos de calor. El tamaño y la forma del tanque serán optimizados en base a los análisis de la térmica y el flujo. Los tanques utilizados para la CSP de alta temperatura de las plantas de energía parabólicas son generalmente hechos de diferentes tipos de acero. Una vez que se selecciona el material del tanque, el análisis estructural del tanque puede revelar si el tanque puede soportar el número apropiado de carga y descarga cíclica.

3.4.2.2. Acumuladores de vapor

Los acumuladores de vapor son sistemas dinámicos de 2 fases que se benefician de años de experiencia práctica, como resultado de su uso en plantas de energía que utilizan combustibles fósiles. El diseño de almacenamiento de Ruth es comúnmente visto en aplicaciones CSP. Este sistema de presión variable (Figura 40) se caracteriza por un recipiente que se llena con agua caliente saturada y un pequeño cojín de vapor de agua durante el modo de carga. Durante la descarga, el vapor saturado se retira

directamente desde la parte superior del tanque, reduciendo así la presión en el recipiente, el cual hace que el agua en el tanque parpadee. La disminución gradual de presión de vapor y temperatura demanda de estrategias de operación que satisfagan las necesidades del ciclo de turbina.

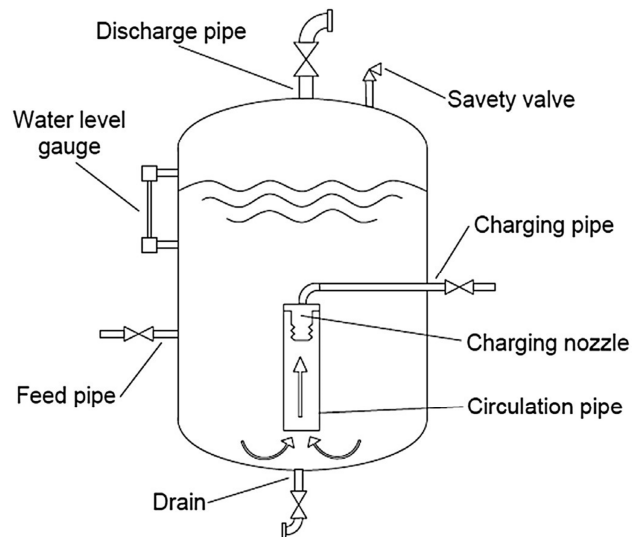


Figura 40. Acumulador de vapor de presión variable (de Ruth) [41]. La boquilla de carga fue inventada por Ruth para cambiar el flujo de vapor entrante hacia arriba.

Bai y Xu [51] discuten el diseño de un acumulador de vapor que utilizará un sistema de almacenamiento de calor sensible secundario para sobrecalentar el vapor que sale del acumulador, para su uso en la primera central China de demostración termosolar de torre de 1 MW. El proceso de descarga se discute en detalle y se supone que en el acumulador, el vapor y el agua están siempre en equilibrio y por lo tanto tienen la misma temperatura y presión saturada, y la presión de variación depende de las demandas de salida. Las ecuaciones que gobiernan la conservación de masa y energía respectivamente, son:

$$\rho_{s1}(V - V_1) + \rho_{w1}(V_1) = \rho_{s2}(V - V_2) + \rho_{w2}(V_2) + G_{\Delta\tau} \quad (78)$$

$$\rho_{s1}H_{s1}(V - V_1) + \rho_{w1}H_{s1}(V_1) = \rho_{s2}H_{s2}(V - V_2) + \rho_{w2}H_{s2}(V_2) + \int_0^{\Delta\tau} H(\tau) \dot{G}(\tau) d\tau \quad (79)$$

donde s representa vapor, w representa el agua, V es el volumen, H es la entalpía, \dot{G} es la tasa de flujo de masa, G es la masa, τ es el tiempo, 1 representa el estado inicial, y 2 representa el estado final de la acumulador de vapor. Dos métodos de modelado distintos se presentan: a) el acumulador es operado por el control de la presión de vapor, y b) el acumulador es operado por el control de la velocidad de flujo de la masa de vapor. En el primer caso, la variación de la presión con el tiempo se utilizan como entrada al modelo y las incógnitas son V_2 y $G_{\Delta\tau}$. Para el modelo de tasa de flujo másico de vapor, la tasa de flujo de masa es conocida y asumida constante, y V_2 y p_2 deben ser resueltas.

O'brien y Pye [55] modelaron un acumulador de vapor de Ruth bajo los supuestos de que: a) el calor de la evaporación completa es proporcionado por la fase líquida, b) la capacidad de calor específico del agua líquida y el calor específico de vaporización se aproximan mediante el valor medio para el agua líquida saturada a una presión media $p_m = (p_{start} + p_{end})/2$, y c) el cambio en la masa de líquido (m_{liquid}) durante la despresurización se descuida. Cuando el fluido está en la región de 2 fases líquido/vapor, la reordenación de la ecuación de la conservación de la energía resulta en:

$$T_{sat}(p_{end}) = T_{sat}(p_{start}) + \frac{dm(h - u) - Q_{loss}}{m_{vessel} C_{p_{vessel}}} \quad (80)$$

Una vez que la temperatura de saturación se determina, la presión cambia y todas las propiedades de los fluidos restantes se pueden encontrar desde que el volumen total es constante [55]. Con el fin de ejecutar el modelo, el vapor fue inyectado en el recipiente a temperatura constante durante la carga, y el sistema fue descargado hasta que una presión mínima fue alcanzada.

3.4.2.3. Sistemas con estructuras de transferencia de calor extendidas/incrustadas

Las aletas o superficies extendidas se utilizan para proporcionar una superficie de transferencia de calor adicional en sistemas térmicos. Estas superficies pueden estar en la forma de tubos cilíndricos, barras, placas, etc que pueden mejorar el área de transferencia de calor entre el HTF y el material de almacenamiento. La figura 41 muestra un ejemplo de un sistema de TES cilíndrico con HTF que fluye dentro de los tubos dispuestos en forma modular. El material rodea los tubos resultantes en un aumento significativo en el área de la superficie interfacial para la transferencia de calor entre el HTF y entre sí.

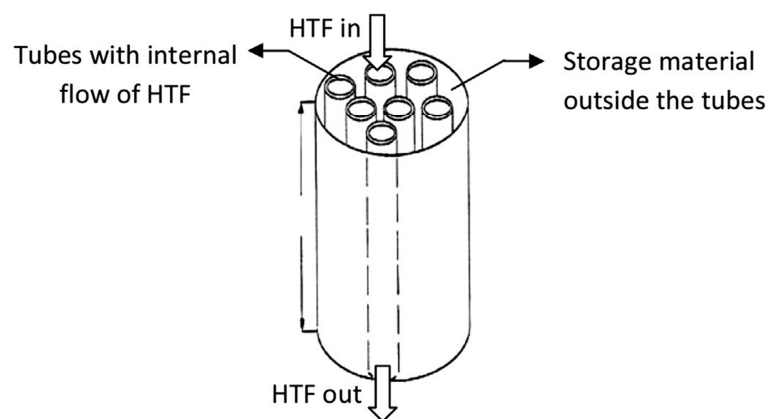


Figura 41. Sistema de TES con tubos embebidos para un área incrementada de transferencia de calor [23].

Dado que los PCM cambian su fase, es importante que los PCM se encapsulen. Los PCM's se colocan típicamente en largos y delgados tubos de calor, recipientes cilíndricos o contenedores rectangulares. El papel de las diferentes configuraciones de aletas en la mejora del rendimiento ha sido ampliamente estudiado por diversos investigadores. El sistema se modela como un intercambiador de calor con el fluido en un lado y el medio de almacenamiento en el otro lado. El problema se considera como de una-, dos- o tres dimensiones basado en la complejidad del sistema.

Los parámetros que se estudian incluyen típicamente el tamaño de los tubos, la distancia entre los tubos, espesor de la superficie extendida, altura del recipiente de TES, tasa de flujo de masa de HTF y caída de presión en el sistema.

La unidad LHTES más intensamente analizada es el sistema de carcasa y tubos, que representa más del 70% [56]. Esto es probablemente debido al hecho de que la mayoría de los sistemas de ingeniería emplean tubos cilíndricos y la pérdida de calor desde el sistema de carcasa y tubos es mínima. Un número de estudios se han llevado a cabo para analizar el comportamiento térmico global de los sistemas térmicos de calor latente de almacenamiento de energía. El análisis de los problemas de transferencia de calor en los procesos de cambio de fase es complejo debido al hecho de que los movimientos de contorno solido-liquido dependen de la velocidad a la que el calor latente se absorbe o se pierde en el límite. La posición de la frontera es desconocida y forma parte de la solución.

Un sistema de almacenamiento de energía térmica latente de alta temperatura que contiene múltiples tubos de calor entre un fluido de transferencia de calor y el PCM se analizó mediante un modelo de red térmica por Shabgard et. al [52]. Los tubos de calor pueden transferir calor entre el HTF y el PCM con la evaporación y la condensación de la tubería de calor de fluido de trabajo que se produce en los extremos de los tubos de calor (Figura 42).

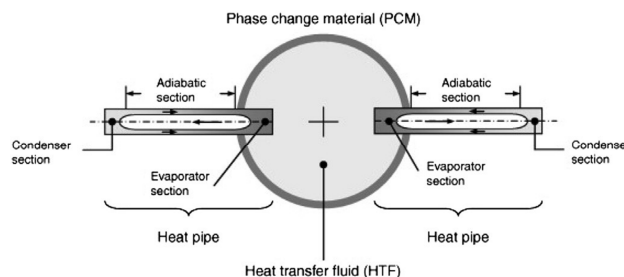


Figura 42. Transferencia de calor entre el HTF y un PCM utilizando HP's [52].

Dos configuraciones de almacenamiento se consideraron (Figura 43); una con el PCM que rodea a un tubo que transporta el fluido de transferencia de calor, y el segundo con el PCM contenido dentro de un tubo sobre el cual el HTF fluye.

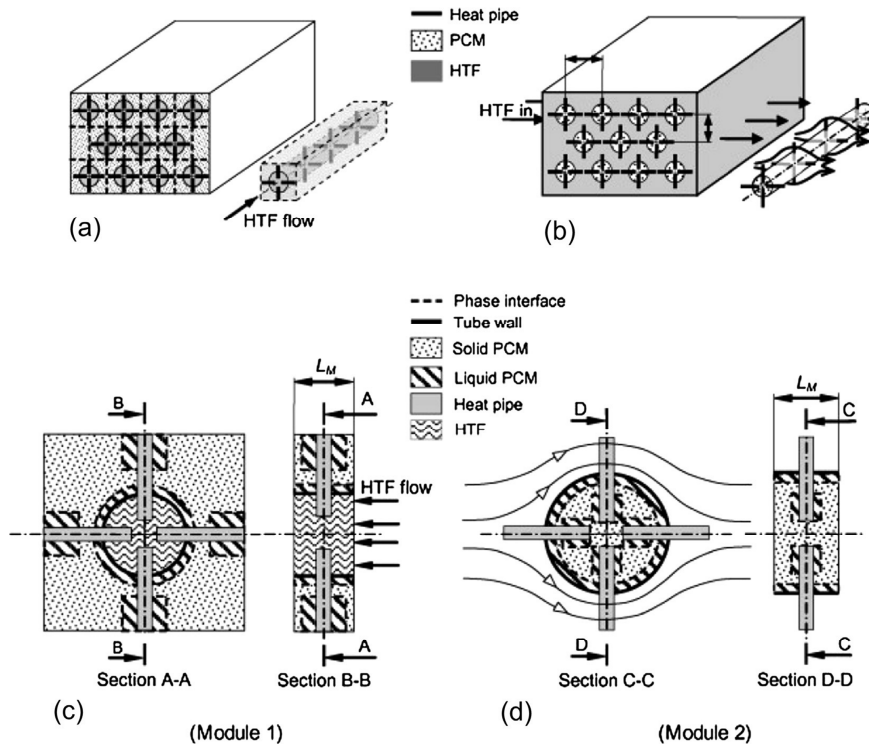


Figura 43. Módulos utilizados para el análisis en la Ref. [52]; el PCM es KNO_3 , el HTF es Therminol.

Tanto la eficacia del tubo de calor y como la eficacia tubo de calor generalizada se introducen para cuantificar el incremento asociado a la incorporación de HP's durante los procesos de fusión y solidificación. Se demuestra que la adición de tubos de calor mejora el rendimiento térmico, que se cuantifica en términos de eficacia de tubo de calor adimensional.

Nithyanandam y Pitchumani [53] analizaron además los sistemas TEM mediante el uso de un modelo de red de resistencia térmica para describir el sistema durante los procesos de carga y descarga (Figura 44).

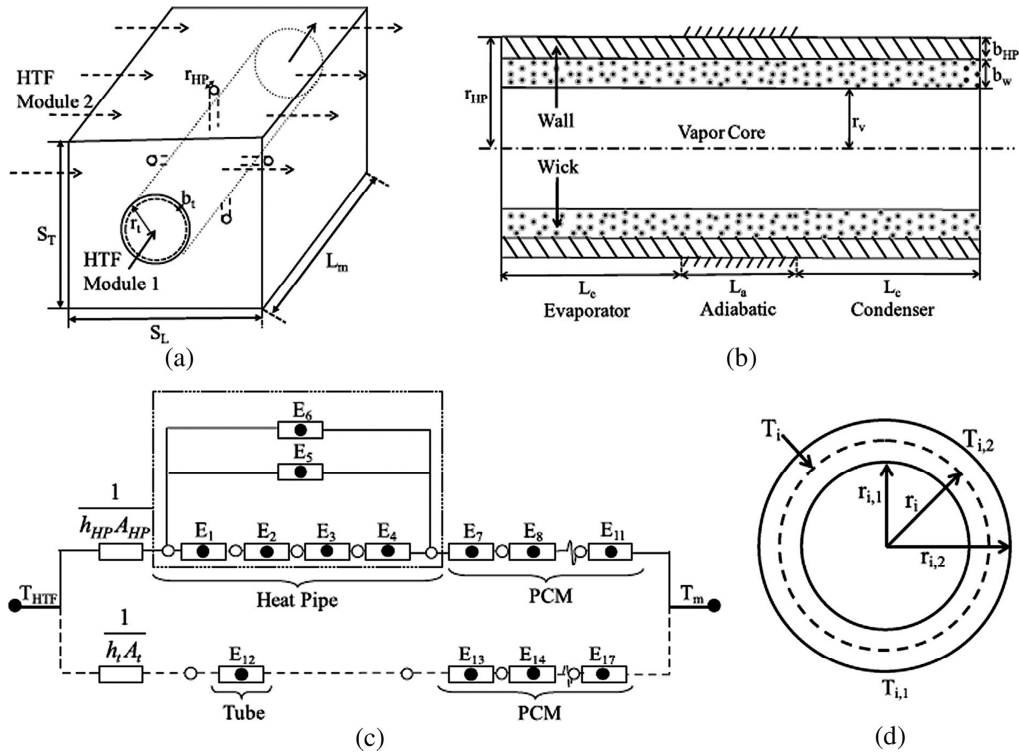


Figura 44. Ilustración esquemática de (a) la configuración de flujo en el Módulo 1 y Módulo 2 de un sistema LTES, (b) la sección transversal de un tubo de calor identificando la geometría interna, (c) la red de resistencia térmica de LTES, y (d) los elementos térmicos para una conducción radial [53].

Combinaron el modelo físico con un esquema de optimización numérica para determinar el diseño óptimo del sistema para la maximización de la energía transferida, la eficacia, y la velocidad de transferencia de energía durante los procesos de carga y descarga individualmente, así como sobre la base de consideraciones combinadas de carga y descarga. En general, se encontró que un aumento en la tasa de HTF de flujo de masa, la longitud del módulo y el radio del tubo reducen la eficacia de los tubos de calor, mientras que un aumento en la longitud de la sección del condensador, la longitud de la sección de evaporador y el radio del núcleo vapor mejoró su efectividad.

Si hay algún cambio en las propiedades del material de almacenamiento debido a la presencia de estructuras incrustadas, la media de propiedades efectivas debe ser utilizada. Por ejemplo, ya que la mayoría de PCMs

inorgánicos tienen baja conductividad térmica, además de encapsular ellos, partículas de material de alta conductividad, fibras, etc. se mezclan para mejorar su conductividad térmica global.

3.4.3. Eficiencia de energía y exergía de sistema de TES

Una vez elegido el mecanismo de transferencia de calor TES, se debe analizar el desempeño del sistema. La unidad de almacenamiento tiene que cumplir exigencias relativas a la energía transferida durante la carga y descarga. Por lo general, una tasa de transferencia de calor superior está relacionada con un incremento de irreversibilidades termodinámicas, reduciendo así la capacidad del sistema. Hay muchas definiciones diferentes, pero válidas de la eficiencia energética de los sistemas de TES. Por ejemplo, la eficiencia de energía de TES se puede definir como:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energy recovered}}{\text{Energy input}} \quad (81)$$

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energy recovered an remaining in a TES}}{\text{Energy input and originally in the TES}} \quad (82)$$

Ambas definiciones son razonables, pero pueden producir valores diferentes en algunas circunstancias. Muchos investigadores llevaron a cabo cálculos de eficiencia o un parámetro similar a la empleada para diferentes aplicaciones. Estas investigaciones se han centrado en ya sea la carga y procesos que descargan por separado o el ciclo de trabajo completo del sistema dependiendo de la aplicación. Como referencia, Seeniraj et al. [57] investigó el comportamiento térmico de una unidad de carcasa y tubo LHTS empleado para la generación de energía basada en el espacio. Se estudió el rendimiento térmico usando una cantidad que es la relación entre el calor total almacenado y el máximo de calor latente que pueden ser almacenados. Hamid [58] calculó la eficiencia de almacenamiento de LHTS utilizados para

un calentador de agua solar. La eficacia se expresa como relación entre el calor latente almacenado en el PCM y la radiación solar total. Velocidades de flujo superior de masas del fluido de transferencia de calor (HTF) y mayor número de tubos utilizados en el intercambiador de calor dio como resultado la máxima eficiencia de almacenamiento.

Hanchen et. Al [54] investigaron la eficacia de un sistema de lecho compacto de alta temperatura. Las eficiencias de carga, descarga y global de los sistemas se definen como sigue:

$$\eta_{th,charging} = \frac{\text{Energy stored}}{\text{Energy input} + \text{Pumping Energy}} \quad (83)$$

que describe la fracción de la entrada y la energía de bombeo necesario para cargar el tanque de almacenamiento. Un valor bajo indica la transferencia de calor ineficaz o energía perdida por el fluido caliente que sale del tanque, es decir, un tanque de carga con energía que ya no pueden ser almacenados. La eficiencia de la descarga se puede definir como:

$$\eta_{th,discharging} = \frac{\text{Energy extracted}}{\text{Energy stored} + \text{Pumping Energy}} \quad (84)$$

que describe la relación entre la energía extraída del tanque de almacenamiento en relación con la energía almacenada y la energía de bombeo requerida para la extracción. Un tercer parámetro es la eficiencia térmica global:

$$\eta_{th,overall} = \frac{\text{Energy extracted}}{\text{Energy input} + \text{Pumping Energy}_{charging} + \text{Pumping Energy}_{dischar.}} \quad (85)$$

y describe la relación de la energía recuperada para una sola carga/descarga del ciclo de la energía de entrada y de bombeo.

3.4.3.1. Eficiencia exergetica de sistema de TES

Si bien las definiciones de eficiencia la mayoría de TES se basan en la energía, un análisis, que depende únicamente de la primera ley de termodinámica, es inadecuada como una medida de almacenamiento de energía porque ni considera la disponibilidad o la calidad de la energía, el efecto de duración de tiempo a través del cual se suministra el calor, ni lo hace cuenta para la temperatura de los alrededores.

La segunda ley de la termodinámica permite un método más detallado y significativo para determinar la eficiencia de los sistemas de TES, ya que introduce el concepto de irreversibilidad, que reduce la cantidad de energía útil que está disponible para realizar trabajo. La exergía es un término que se utiliza para describir esta energía útil y, por definición, que representa la cantidad teórica máxima de trabajo que se puede extraer de un sistema que se encuentra en equilibrio con su medio ambiente. Una vez que el sistema alcanza equilibrio, ya no tiene el potencial para llevar a cabo el trabajo y si irreversibilidades están presentes mientras el sistema se mueve hacia el equilibrio, la exergía se destruye durante el proceso. Por lo tanto, a diferencia de la energía que siempre se conserva, la exergía puede ser destruida o consumida. Como un ejemplo de cómo un análisis de energía y exergía difieren, Bejan [[59] prueba con un sistema de almacenamiento calor sensible que utiliza el gas como medio de transferencia de calor, que aunque un aumento en la carga de tiempo resulta en un aumento en la capacidad del sistema para almacenar energía, la misma tendencia no se aplica a la capacidad del sistema para almacenar exergía. Más bien, hay un óptimo tiempo de carga en el que se reducen al mínimo las irreversibilidades de un sistema y más allá de este, se destruye el contenido de exergía de la corriente de gas. Así, el uso de análisis de exergía es muy importante en el desarrollo de una buena comprensión del comportamiento termodinámico de sistemas de almacenamiento de energía térmica, ya que claramente tiene en cuenta la pérdida de energía útil que está disponible para hacer el trabajo en

aplicaciones de almacenamiento. Refleja más correctamente la termodinámica y valor económico de la operación de almacenamiento, y es reconocida como una poderosa herramienta para las evaluaciones de eficiencia de TES y otros.

Para llevar a cabo un análisis de exergía en un sistema, el balance general de exergía para un proceso se puede escribir como:

$$\begin{aligned} & \text{Exergy input} - [\text{Energy recovered} + \text{Energy loss}] \\ & - \text{Exergy consumption} = \text{Exergy accumulation} \end{aligned} \quad (86)$$

Donde las cantidades que figuran entre corchetes representan exergía total de salida a través de los límites del sistema. El consumo de exergía es debido a irreversibilidades, por lo tanto, el consumo es proporcional a la generación de entropía [60]. Cada término exergía es la suma de los componentes cinético, potencial, físico, y químico de la exergía de la materia y debe ser aplicado apropiadamente para el sistema dado bajo investigación. La extensión de la ecuación (86) a un sistema de TES, Erek (2009) proporciona una ecuación simplificada para el balance de exergía de un proceso como:

$$Ex_{HTF,in} + Ex_{Qgain} - Ex_{HTF,out} - Ex_{consumed} = \Delta Ex_{system,t} \quad (87)$$

La cantidad Ex_{Qgain} denota exergía asociada con la transferencia de calor, $\Delta Ex_{system,t}$ denota la acumulación de exergía en el sistema, y $Ex_{HTF,out}$ se deben al flujo de exergía. Exergía de flujo, transferencia de exergía con la pérdida de calor, y la acumulación de exergía se puede calcular respectivamente de la siguiente:

$$Ex_{HTF} = Ex_{HTF,out} - Ex_{HTF,in} = \dot{m} \int_{t=0}^t (\varepsilon_{out} - \varepsilon_{in}) dt \quad (88)$$

donde ε denota el flujo específico de exergía, $[(h - h_o) - T_o(S - S_o)]$

$$Ex_{Qgain} = \int_{t=0}^t (1 - \frac{T_o}{T}) q dt \quad (89)$$

donde Ex_{Qgain} es positivo y representa la exergía almacenada cuando la tasa de energía transferida por el HTF al material de almacenamiento es asignado a q , y Ex_{Qgain} es negativo y representa la exergía perdida desde el sistema para el medio ambiente cuando la tasa de energía se pierde al medio ambiente, q_{loss} se asigna a q [236], y

$$\Delta Ex_{system,t} = Ex_{sys,t} \Delta Ex_{sys,i} = \iiint \rho [(u(t) - u_i) - T_o(s(t) - s_i)] dV \quad (90)$$

Es de señalar que en un análisis de exergía, las pérdidas totales de exergía debido a irreversibilidades en el sistema puede ser calculado pero las *causas* individuales para el consumo de exergía no pueden ser identificadas. Con el fin de obtener información sobre cuándo y dónde se producen irreversibilidades, un análisis de la entropía es más apropiado. Una descripción detallada de diversos enfoques para el segundo análisis de derecho se puede encontrar en la referencia [61].

Para una evaluación del proceso de almacenamiento en general, incluyendo carga, almacenamiento y descarga, el saldo total de exergía puede ser expresado como:

$$\varepsilon_c - [\varepsilon_d + \varepsilon_l] - I = \Delta \Xi \quad (91)$$

donde, ε_c denota la transferencia de exergía debido a la entrada de calor durante la carga, ε_d representa la transferencia de exergía asociada con el calor recuperada durante la descarga, ε_l representa la transferencia de

exergía asociada con el calor perdido durante todo el proceso, I denota consumo de exergía debido a las irreversibilidades, y ΔE representa la acumulación de exergía en el TES. Similar a la eficiencia energética, la eficiencia de exergía es una relación de productos a las entradas, y ya que hay varias maneras de expresar, existen numerosas expresiones para la eficiencia exergética de estos valores.

Con el fin de generar una fórmula que proceda para la eficiencia de exergía, el buen juicio debe ser utilizado y una clara comprensión del sistema en evaluación debería existir. Una vez que se evalúan los términos de exergía, el sistema puede ser optimizado de tal manera que la eficiencia de exergía del sistema se encuentra en su valor máximo.

Una forma de mejorar la eficiencia exergética del proceso de almacenamiento es reducir las irreversibilidades asociadas con la brecha de temperatura que existe entre la corriente y la transferencia de calor de entrada del medio de almacenamiento, así como la diferencia de temperatura que existe entre la corriente de salida y el ambiente [[59]. Esto puede ser logrado mediante la implementación de unidades de almacenamiento que están en cascada en serie. Como puede verse en la Figura 45, la colocación sucesiva de unidades de almacenamiento pueden resultar en una temperatura monótonamente decreciente de las unidades de almacenamiento en la dirección del flujo. Este concepto reduce las lagunas de temperatura del material corriente/ almacenamiento y el tubo de escape/ambiente.

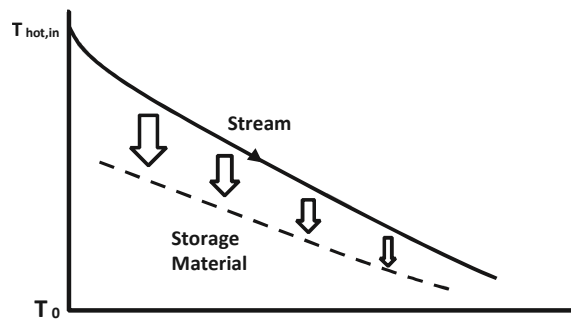


Figura 45. Representación esquemática de unidades en serie de almacenamiento de calor sensible durante la carga. Adaptado de la Ref. [59].

Los sistemas en cascada de almacenamiento de calor latente (CLHS) son una de las posibles alternativas de TES, que se caracteriza por un mínimo de material de almacenamiento necesario. El uso de una cascada de materiales de cambio de fase múltiple (PCM) velará por la utilización óptima del material de almacenamiento. Un análisis teórico basado en un modelo optimización simplificada de un sistema CLHS es presentado por Aceves et al. [62].

Propuestas para CLHS aplicables al aceite térmico de sistemas de colectores cilindro parabólicos se pueden encontrar en las Ref. [63]. Todas estas propuestas combinan sales o mezclas de sales con una temperatura de fusión creciente. A partir de los análisis para los sistemas de calor latente en cascada, las siguientes conclusiones se pueden extraer:

- El uso de un número de PCM ayudará en el aumento de la eficiencia exergética la del sistema.
- Las temperaturas del sistema serán más uniformes.
- La diferencia de temperatura de fusión entre el múltiple PCM juega un papel importante en el rendimiento de la unidad CLHS. Por lo tanto, la elección de un número apropiado de PCM es muy importante para la mejora del rendimiento de la unidad CLHS.

Un análisis energético y exergético de conceptos de operación de almacenamiento modular, incluyendo una evaluación de los costes de conceptos del sistema modular TES se realizó por Laing et al. [40]. Los resultados del análisis muestran un potencial importante para la optimización económica.

3.4.4. Procedimiento de optimización para los tanques de TES

El análisis de la transferencia de calor antes mencionado ayudará a determinar la variación térmica y la temperatura de salida HTF obtenidos del sistema de TES dado. Sin embargo, el tamaño de los tanques es necesario para que el sistema de TES sea integrado en la planta de energía. Este dependerá de la capacidad de almacenamiento necesaria para el sistema de TES, el tiempo de operación, temperaturas de funcionamiento y del rendimiento térmico propio. Una metodología sencilla que se puede utilizar se muestra en la Figura 46.

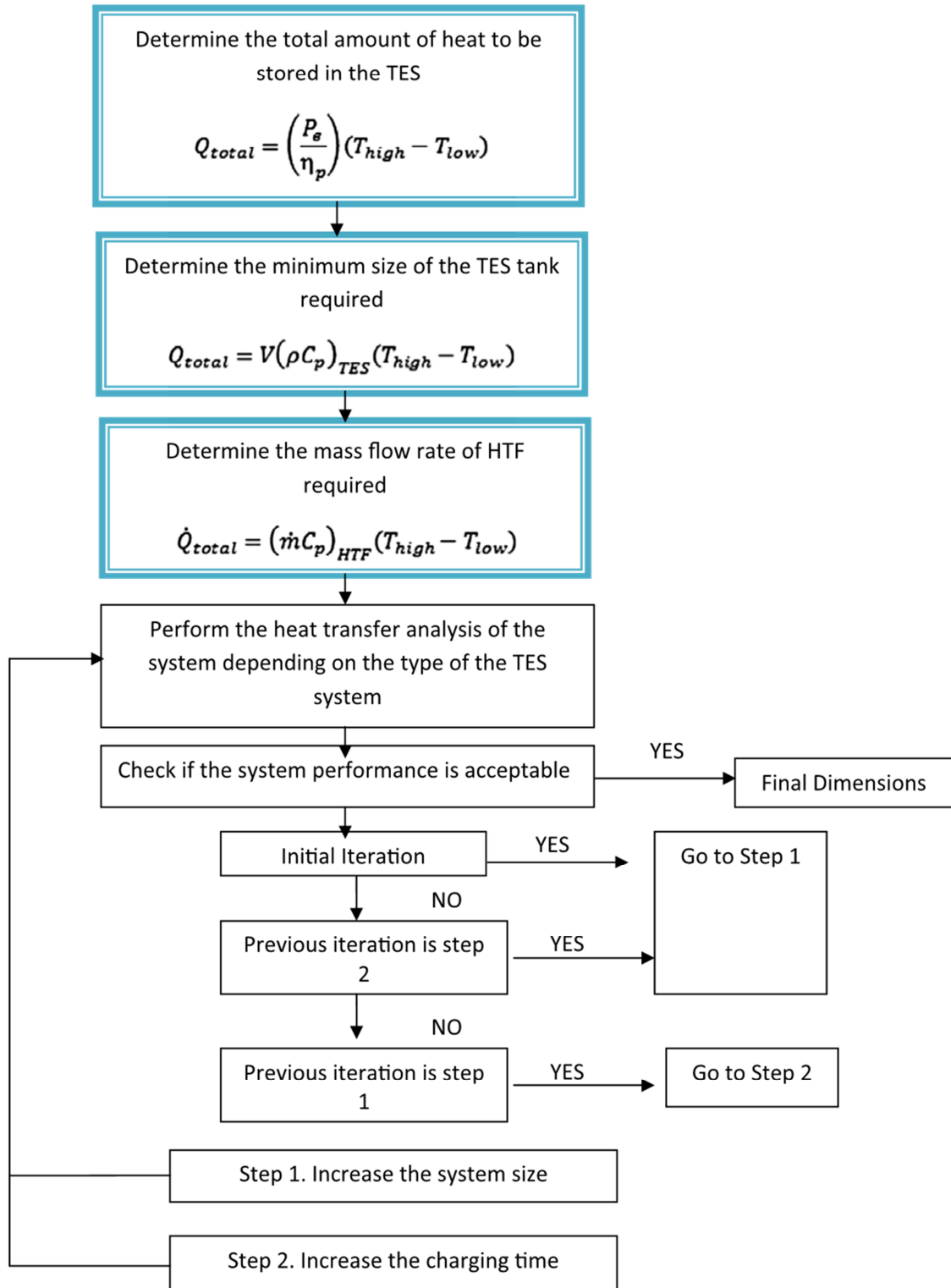


Figura 46. Esquema del proceso de dimensionamiento del tanque (generalizado utilizando el procedimiento usado por Van Lew et al. [50]).

Además del análisis térmico que pueden proporcionar los gradientes de temperatura y las pérdidas de calor, el análisis estructural es también crucial en el diseño del sistema, ya que esto determinará las dimensiones de seguridad óptimas del tanque.

Algunas consideraciones que deben ser incluidas en el análisis durante el diseño de los tanques de TES son:

1. Tensión resultante en los tanques debido a los gradientes térmicos en el sistema.
2. La presión resultante en el interior del tanque debido a la presencia de medios de almacenamiento.
3. Asignación de espacio para la expansión térmica del HTF o medios de almacenamiento.
4. La expansión térmica de los medios de comunicación sólida en el caso de una termoclina con material de relleno o sistemas de lecho compactado.
5. Estrés térmico dentro de la carcasa encapsulada, si se utiliza PCM encapsulado como medio de almacenamiento.
6. El tamaño y la forma del tanque.
7. Altura máxima permisible de los tanques sobre la base del análisis estructural y fabricación.

3.4.5. Análisis termo-económico

Es evidente que los sistemas de TES deben tener una alta eficiencia y bajo costo exergético. El costo de un sistema de TES depende principalmente de los siguientes elementos:

- El material de almacenamiento en sí.
- El intercambiador de calor para la carga y descarga del sistema.
- El coste para el espacio y/o recinto para el TES.

Como parte de un estudio para evaluar la aplicación de la energía solar a la zona comercial, Atomics Internacional llegó a la conclusión de que el costo (en dólares de 1976) de almacenamiento de calor sensible con aceite como fluido de transferencia de calor podría ser aproximada por:

$$\begin{aligned}
 &= \text{Tank cost (\$)} + \text{oil cost (\$)} \\
 &= 352 \times (\text{vol, ft}^3)^{0.515} + (\text{vol, ft}^3)^{0.515} + (\text{oil cost, \$ft}^3) \times (\text{vol, ft}^3) \quad (92)
 \end{aligned}$$

Una evaluación económica de un sistema de almacenamiento de energía térmica de calor latente (LHTES) para aplicaciones (CSP) de concentración de energía solar a gran escala se realizó en la ref. [64]. El concepto de inserción por gravedad asistida de tuberías sin mecha de calor (termosifones) dentro de un sistema LHTES a escala comercial se explora a través del uso de un modelo de red térmica.

El tamaño y el coste del sistema LHTES es estimado y comparado con un sistema de almacenamiento de energía de calor sensible de dos tanques térmicos (SHTES). Los resultados sugieren que con termosifones embebidos LHTES es económicamente competitivo con tecnología SHTES actual, con el potencial de reducir los costos de capital por al menos 15%.

Un sistema de CSP con almacenamiento integral ha sido presentado por Slocum et al. [65] donde helióstatos montados en ladera con luz directa del sol en una absorción de receptor de sales fundidas volumétrica, ya sea cerca de la base de la colina donde la luz del sol puede penetrar directamente la sal, o en la cima de la colina donde la luz se desvía fuera de la tapa del receptor antes de que entre la sal. Mediante el uso del programa Asesor de Solar NREL, se estima que el sistema alcance niveles competitivos de costos de producción de electricidad.

3.4.6. Evaluación del ciclo de vida

Una evaluación del ciclo de vida (LCA), también conocido como análisis del ciclo de vida, es una técnica para evaluar los impactos ambientales asociados a todas las etapas de la vida de un producto (es decir, desde la extracción de materias primas a través del procesamiento de materiales, fabricación, distribución, uso, reparación y mantenimiento y eliminación o reciclado). LCAs pueden ayudar a evitar una visión limitada en las preocupaciones ambientales:

- Compilar un inventario de insumos de energía y materiales pertinentes y emisiones al medio ambiente;
- La evaluación de los impactos potenciales asociados con ingresos y liberaciones identificadas;
- Interpretación de los resultados para tomar decisiones más sustentadas.

Esta metodología es utilizada por los investigadores para analizar el impacto medio ambiental de los sistemas de almacenamiento de energía térmica durante su vida. Oro et al. [66] ha desarrollado un LCA por tres sistemas diferentes de TES para plantas de energía solar para analizar y comparar el ahorro de energía relacionados con la energía almacenada de

los diferentes sistemas y su impacto medio ambiental producido durante la fase de fabricación y el funcionamiento de cada sistema de almacenamiento. Algunos escenarios hipotéticos son estudiados con metodología LCA para señalar las diferencias entre cada sistema de TES.

Burkhardt et al. [67] evaluó los impactos ambientales de una hipotética planta de energía solar (CSP) de 103 MW, de colectores cilindro parabólicos, en el suroeste de EE.UU., con 6,3 h de almacenamiento de energía térmica por medio de una evaluación híbrida del ciclo de vida. Las emisiones de gases de efecto invernadero del ciclo de vida, la demanda de energía acumulada, y el consumo de agua asociado con la fabricación, la construcción, operación, desmantelamiento, y la eliminación de la planta de energía son evaluados y desglosados por los principales sistemas y componentes.

Giuliano et al. [68] analizaron plantas de energía solar híbrida seleccionadas para el funcionamiento en carga base, así como a media carga con respecto a la oferta seguridad (potencia gestionable debido a la hibridación con combustibles fósiles) y bajas emisiones de CO₂ (debido a la integración del almacenamiento energía térmica). Las plantas de energía se modelaron con diferentes tamaños de campos y diferentes capacidades de almacenamiento solar y se analizaron en una base anual. Los resultados se compararon entre sí y a un combustible fósil convencional de ciclo combinado en términos de técnica, cifras económicas y ecológicas.

Los resultados de este estudio mostraron que en comparación con un ciclo combinado convencional de combustible fósil, el potencial de reducir las emisiones de CO₂ es alta para plantas de energía solar-térmica operadas en carga base, sobre todo con un gran campo solar y grandes capacidades de almacenamiento.

3.4.7. Principales conclusiones a nivel de sistema

El mecanismo de transferencia de calor a nivel de sistema y la eficiencia exergética de un sistema de TES impacta la eficiencia a nivel de planta, mientras que el coste del sistema afecta a los costes globales de la planta y a la salida de energía. Varios modelos térmicos se pueden utilizar en base al mecanismo de almacenamiento, y el diseño del tanque debe hacerse de tal manera que los sistemas posean la más alta eficiencia exergética. Los sistemas en cascada son una opción en los sistemas térmicos de calor latente de almacenamiento de energía que pueden ayudar a lograr la mayor eficiencia exergética. El análisis termo-económico es muy importante en la determinación de la configuración óptima de TES y los costes de la planta. El análisis de los costos del sistema debe tener en cuenta todos los componentes del sistema de TES.

3.5. Actividades de desarrollo en el almacenamiento de energía térmica para la CSP

Aunque las tecnologías antes mencionadas han sido objeto de investigación durante muchos años, sólo el aceite sintético, la sal fundida y los sistemas acumuladores de vapor se están utilizando actualmente en CSP. Las tecnologías restantes no son lo suficientemente maduras para ser usadas en plantas de electricidad a gran escala. Sin embargo, algunas de las tecnologías en desarrollo, para los PCM encapsulados por ejemplo, pueden llegar a ser comerciales en el futuro cercano.

Los esfuerzos de financiación del Departamento de Energía de USA (DOE) reflejan las actividades de desarrollo a largo plazo actuales y cercanas en CSP. Los socios del Departamento con una serie de empresas e instituciones académicas para proporcionar apoyo financiero y técnico a proyectos que se centran en la reducción de costes de fabricación y tecnología de componentes y sistemas para CSP. Estas actividades de

desarrollo incluyen proyectos relacionados con el desarrollo de la transferencia de calor en fluidos de sales fundidas, bombas de sales fundidas, sistemas de almacenamiento térmico que utilizan almacenamiento de calor termoquímico, el almacenamiento de calor sensible y almacenamiento calor latente, así como un número de iniciativas de investigación que tratan de integrar las técnicas de almacenamiento novedoso para mejorar la transferencia de calor en el medio de almacenamiento.

3.6. Visión General

Una visión general de las tecnologías de almacenamiento de energía térmica aplicable para plantas termosolares se presenta sobre la base de una revisión exhaustiva de la literatura. Los conceptos de almacenamiento y las metodologías de diseño de estado-del-arte aplicadas por distintos investigadores se discuten. Aunque los tres tipos básicos de medios de almacenamiento (calor sensible, latente, termoquímico) tienen el potencial de hacer plantas de energía solar viable, aún se necesita más investigación para mejorar el rendimiento térmico y la economía de estos sistemas.

Esfuerzos de investigación actuales en el área de almacenamiento térmico se centran en el desarrollo de nuevas tecnologías que pueden reducir el costo de la presente LCOE de almacenamiento térmico de 5¢/kWh a 1¢/kWh en el año 2020, con la tendencia actual en movimiento hacia temperaturas más altas.

Los acontecimientos recientes están utilizando tecnologías basadas en nano-partículas y métodos de fabricación avanzados para lograr este objetivo. Los investigadores están haciendo hincapié en las eficiencias exergéticas en el diseño de sistemas de almacenamiento. Una combinación de diferentes tipos de almacenamiento puede ser una solución para lograr la eficiencia requerida de las plantas de energía a bajo costo.

CAPÍTULO 4

DESARROLLO DEL ACUMULADOR

4.1. Fundamentos del Diseño

En el presente capítulo, se desarrolla el diseño del Acumulador Térmico para la Central Solar de Media Temperatura (CST). Se trata de un Acumulador térmico con capacidad de generación de vapor, a través de un intercambiador de calor. El generador vapor podrá ser utilizado en múltiples aplicaciones.

En el proceso de desarrollo, se aglutinan conocimientos adquiridos en materias como resistencia de materiales, termodinámica, transferencia de calor, fluido-mecánica, sistemas de control, etc. Además se emplean programas informáticos como Autocad, Microsoft Excel, Autodesk Inventor, Mathcad y Matlab.

- Diseño Mecánico

El equipo desarrollado es una máquina térmica que ha sido dimensionada de acuerdo a normativas, los cálculos han sido realizados tomando como base la sección IV y VIII del código ASME. La primera hace referencia a calderas para calefacción y la segunda hace referencia a recipientes a presión.

- **Diseño Térmico**

El diseño térmico comprende un proceso iterativo de cálculos, en el que interviene los parámetros de funcionamiento del acumulador y de la CST. En el siguiente diagrama de flujo se indican los pasos generales de intervienen en dicho proceso.

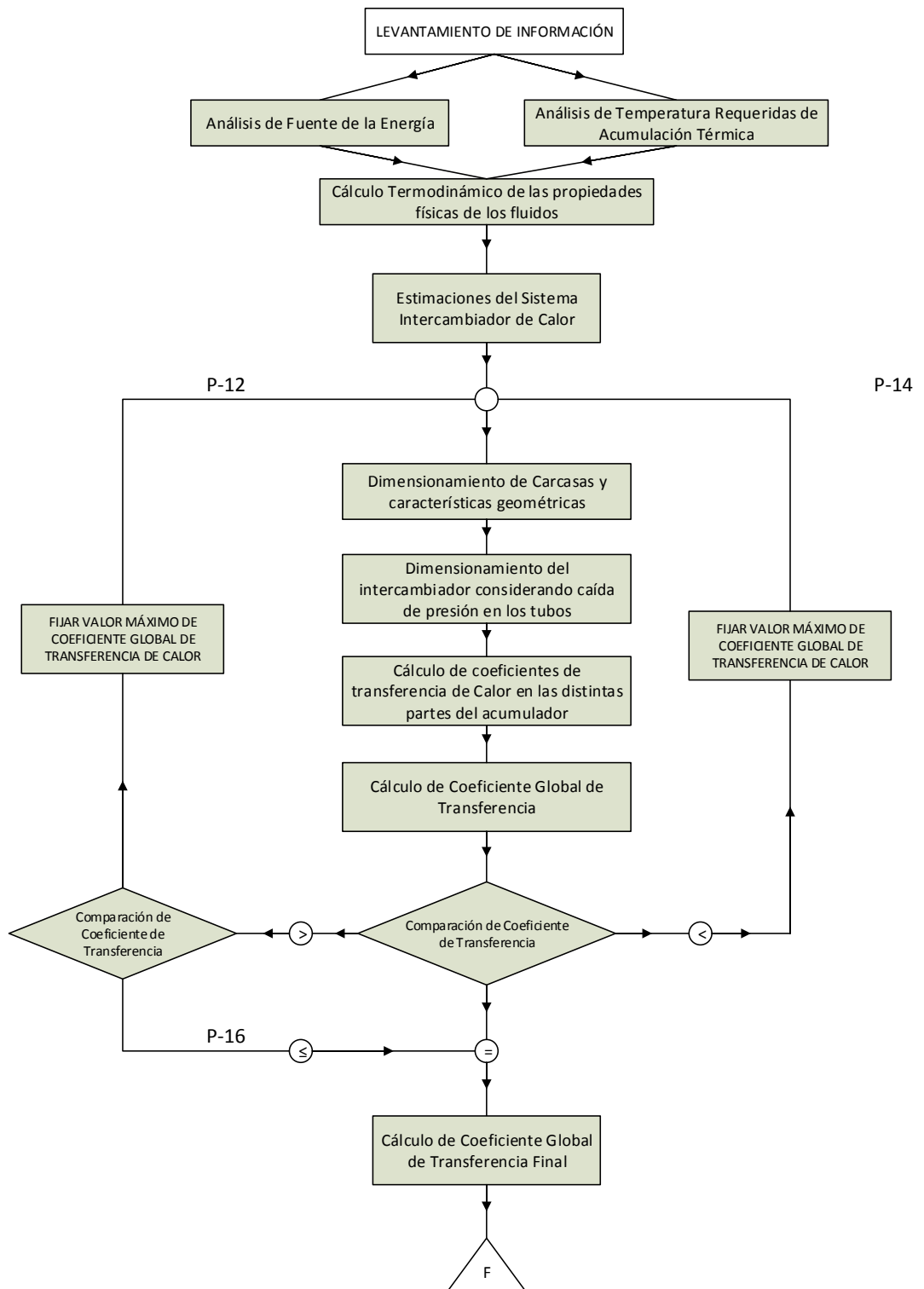


Figura 47. Diagrama del proceso de Cálculo.

4.1.1. Temperatura Ambiente

El lugar en el cual se instalará la CST y el acumulador térmico, es la ciudad de Sangolqui, de la provincia de Pichincha, la temperatura ambiente promedio del sitio es de 18 °C.

4.1.2. Aislamiento térmico

El propósito es reducir las pérdidas de calor. El material utilizado debe ser incombustible, resistente al calor y con bajo coeficiente de transferencia de calor. Los principales materiales de aislamiento son el silicato de calcio, fibra de vidrio, vidrio espumado, lana de roca, perlita expandida, elastoméricos, poliestireno, poliuretano.

Los aislantes poseen baja conductividad térmica, algunos materiales soportan hasta 1000 °C. Las densidades aparentes son bajas, porosidad alta y poca resistencia a la compresión en frío.

Las principales variables que son tomadas en cuenta para seleccionar el aislante son:

- Temperatura del fluido de proceso.
- Espesor del aislante.
- Tipo de material aislante.
- Conductividad térmica del aislante.
- Tipo de recubrimiento del material aislante.
- Temperatura de superficie.
- Diámetro nominal de la tubería.
- Tipo de tubería.
- Temperatura de pared.
- Temperatura ambiente.

- Velocidad de viento.
- Mantenimiento y reposición.
- Ambiente de trabajo.

4.2. Condiciones Operativas del Sistema

La Central Solar Térmica de Media Temperatura (CST) y el acumulador térmico presentan parámetros de operación que deben ser considerados y son fundamentales para el diseño térmico del sistema. A continuación se ilustra un esquema del sistema:

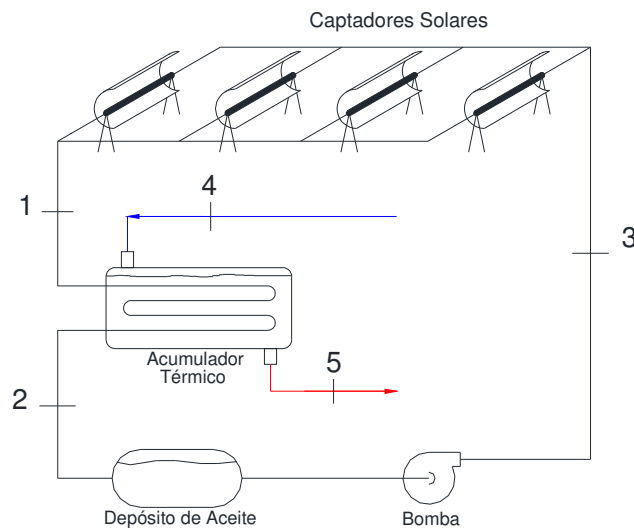


Figura 48. Esquema de condiciones de temperatura.

La Central Solar Térmica de Media Temperatura (CST) presenta las siguientes características técnicas:

Tabla 10

Características técnicas de la Central Térmica.

Elemento	Característica
Número de Captadores	18
Fluido térmico	Aceite Térmico
Potencia de la CST	18 kW
Fluido de trabajo	H ₂ O

Las condiciones operativas de la CST son establecidas en función de los siguientes parámetros:

- Ciclos de trabajo de la CST.
- Temperatura de entrada y salida del aceite térmico.
- Caudal del aceite térmico.
- Presiones de trabajo del sistema.

A continuación se ilustra un esquema de la CST:

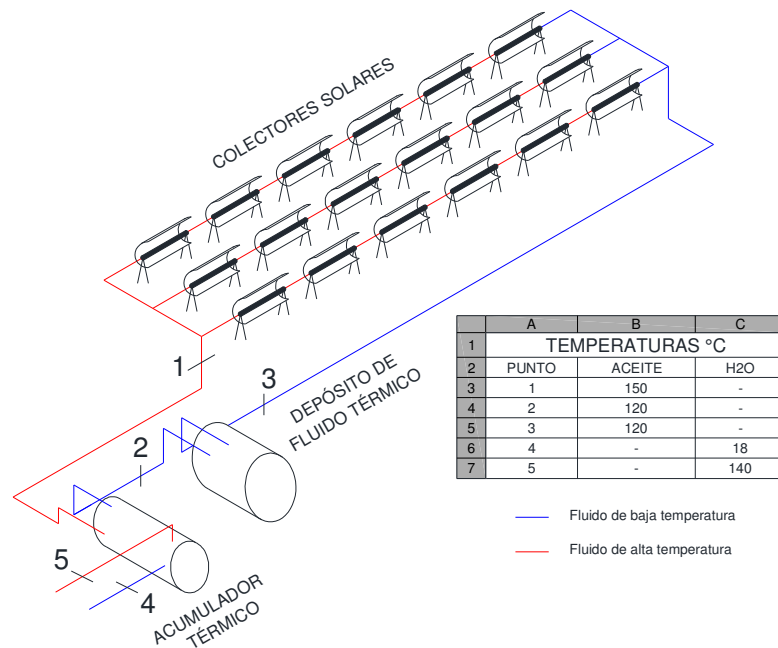


Figura 49. Esquema de la CST y Temperaturas de trabajo del sistema.

NOTA: en la figura 49 no se consideran pérdidas de transferencia de calor.

- Ciclos de trabajo de la CST

La CST trabaja con dos ciclos establecidos, estado transitorio y estado estacionario. Los dos estados se los diferencia por el tiempo que se requiere para alcanzar las temperaturas de estabilización del sistema. Es así, que en el estado transitorio, la temperatura de ingreso del aceite térmico estará muy

cercana a la temperatura ambiente, y gradualmente se incrementará hasta alcanzar la temperatura de estabilización del sistema debido a la energía captada por los colectores de la CST y transmitida por los absorbedores.

A continuación se presenta un diagrama temperatura-tiempo, en el cual se aprecian los ciclos de trabajo de la CST (se ha considerado un proceso adiabático en el Depósito de Aceite y Concentradores Solares).

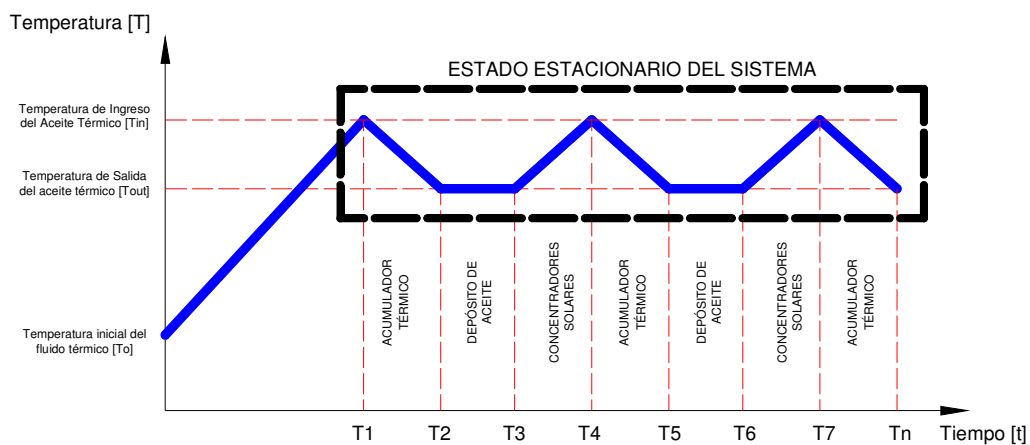


Figura 50. Diagrama de Ciclos de la CST.

- **Temperatura de entrada y salida del Aceite Térmico:** la temperatura de entrada y salida del fluido térmico en los diferentes componentes de la CST, se los detalla a continuación. Para el depósito de aceite se ha considerado un proceso adiabático.

Tabla 11

Temperaturas de entrada y salida del Fluido Térmico.

Descripción del componente	Estado del sistema			
	Transitorio		Estacionario	
	To [°C]	Tin [°C]	Tin [°C]	Tout [°C]
Acumulador Térmico	-	-	150	120
Depósito de Aceite	-	-	120	120
Colectores Solares	18	150	120	150

- **Caudal del Aceite Térmico:** el caudal de aceite térmico, se lo determina en función de la potencia de la CST y en condiciones de estado transitorio del sistema, ya que esta sería la peor condición en un arranque del sistema.

Para el cálculo del caudal del aceite se han considerado las siguientes condiciones del fluido:

- o Temperatura inicial del fluido de trabajo: 18 °C
- o Temperatura final del fluido de trabajo: 150 °C
- o Potencia de la CST: 18 kW.

Las propiedades del aceite han sido calculadas en condiciones de temperatura media de 84 °C, teniendo como resultado una densidad de 852.02 kg/m³ y un calor específico de 2.131 kJ/kg °C.

Tabla 12

Propiedades del Fluido Térmico

Elemento	Característica
Tipo de fluido	Aceite térmico
Densidad [ρ]	852.02 kg/m ³
Calor específico [c_p]	2.131 kJ/kg

El flujo másico de aceite térmico resulta:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{sist} &= \dot{m}_{oil} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ 18 &= \dot{m}_{oil} \cdot 2.131 \cdot (150 - 18) \\ \dot{m}_{oil} &= 0.064 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

El caudal ideal de aceite para el sistema resulta:

$$\dot{V}_{ideal} = \frac{\dot{m}_{oil}}{\rho_{oil}} = 7.51E - 5 m^3/s$$

4.3. Análisis de los parámetros físicos y funcionales del acumulador

El análisis de los parámetros físicos y funcionales del Acumulador Térmico, comprende el análisis de las siguientes variables:

- Condiciones de Temperatura de entrada y salida del Sistema.
- Energía requerida en el intercambiador de calor del Acumulador Térmico
- Temperatura ambiente.
- Aislamiento térmico.
- Sistema hidráulico de alimentación.

4.3.1. Condiciones de Temperatura de Entrada y Salida del Sistema.

Las condiciones fueron analizadas en el punto 4.2 del presente documento.

4.3.2. Energía requerida en el Intercambiador de Calor del Acumulador Térmico.

La energía requerida en el intercambiador del acumulador térmico, será igual a la generada por la CST, es decir 18 kW.

Es necesario conocer las condiciones de temperatura y flujos del sistema, por tal razón, se realiza el análisis termodinámico en función de las siguientes consideraciones:

- Temperatura de ingreso de agua: 18 °C
- Temperatura de vapor: 140 °C.
- Volumen útil mínimo de acumulación: 450 litros

- Volumen de vapor: 25% del Volumen útil (mínimo 112.5 litros).

A continuación se ilustra el diagrama termodinámico del proceso.

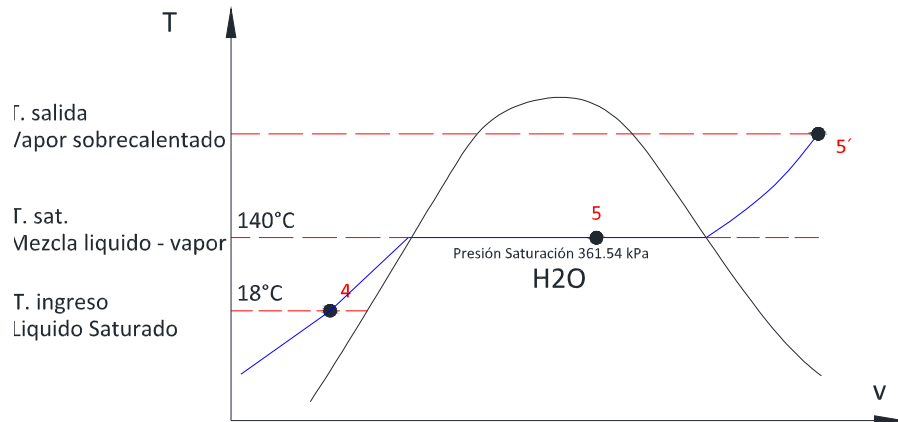


Figura 51. Diagrama termodinámico T-v del proceso.

Datos del fluido del proceso (H₂O):

- Temperatura del fluido de proceso y presión de saturación:

Temperatura ingreso líquido saturado	18 °C
Temperatura. del vapor a la salida	140.00 °C
	3.62 bar
Presión de saturación del vapor (140°C)	361.54 kPa
	52.43 psi

- Masa de H₂O:

$$m_{H_2O} = \rho_{H_2O} \cdot V_{H_2O}$$

Debido a que 25% del volumen de H₂O será vapor, se determina las masas de líquido (m_l) y vapor (m_g).

ρ_{H_2O}	1000	kg/m ³
m_{H_2O}	450.00	kg
m_f	337.50	kg
m_g	112.50	kg
$x = \text{calidad}$	0.25	

- Flujo másico de H₂O: el flujo másico se determina en función de Horas de Sol Pico (HSP) y la potencia de la CST, por lo tanto el flujo másico resulta:

$$\dot{Q}_{sist} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (\Delta h)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{18}{\Delta h}$$

Las entalpías del proceso, tienen que ser determinadas para la mezcla liquido-vapor que se ilustra en la Figura 51.

- Entalpías del proceso:

$$h_5 = h_f + x \cdot h_{fg}$$

h_f	$h_f @ 140^\circ\text{C}$	589.16	kJ/kg
h_{fg}	$h_{fg} @ 140^\circ\text{C}$	2144.28	kJ/kg
h_g	$h_g @ 140^\circ\text{C}$	2733.44	kJ/kg
x		0.25	

$$h_5 = 589.16 + 0.25 \cdot 2144.28$$

$$h_5 = 1125.23 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{sist} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_5 - h_4)$$

h_4	$h_f @ 18^\circ\text{C}$	75.54	kJ/kg
-------	--------------------------	-------	-------

De esta manera se tiene un flujo másico de:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{18}{(1125.23 - 75.54)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0.017 \text{ kg / s}$$

4.4. Diseño Mecánico

Parámetros de operación:

- Presión: Es necesario establecer la presión máxima de diseño, debe ser superior a la presión de operación y los valores recomendados están entre 10% y 30 PSI [10, P.15] superiores a la presión de operación.

Tabla 13

Presión de operación y presión máxima.

Presión de operación	Presión máxima	
	10 %	206.84 kPa (30 PSI)
361.54 kPa (52.43 PSI)	397.70	568.38

Se adopta la presión máxima de 568.38 kPa, es decir 10% superior a la presión de operación del sistema.

- Temperatura: la temperatura de saturación del vapor según la máxima presión de trabajo es de aproximadamente 157°C.
-
- Dimensiones del Acumulador:

Las consideraciones técnicas adoptadas para el dimensionamiento del acumulador térmico fueron:

- Volumen de acumulación (450 litros).
- Temperaturas de trabajo de los fluidos en el intercambiador de calor.
- Propiedades mecánicas, físicas y químicas de los materiales disponibles.
- Presión de trabajo de los fluidos.
- Comercialización de los materiales.
- Tecnologías aplicables y disponibles para la construcción del acumulador.
- Economía de los materiales.
- Tipo de intercambiador

Con base a las consideraciones descritas, el material seleccionado para la construcción del acumulador es Acero al Carbono ST-37. El Acumulador térmico en una primera aproximación está conformado por un intercambiador de calor de dos pasos y se lo construye por medio de una lámina de acero, la cual es rolada para conformar el cuerpo del acumulador.

El diseño considera cámaras en el acumulador que serán útiles para generar los pasos de corriente del aceite térmico y espejos que serán los soportes de los tubos del intercambiador. En la siguiente figura se ilustra un esquema del diseño mecánico preliminar del Acumulador y sus componentes principales.

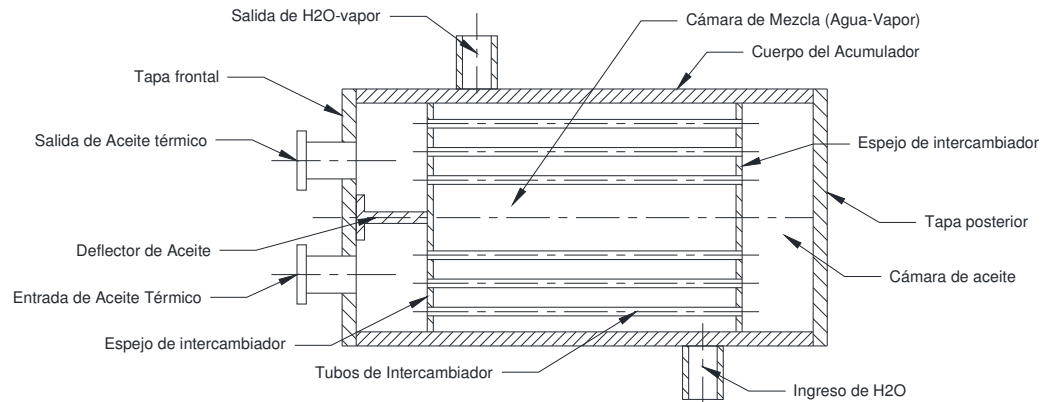


Figura 52. Esquema del Diseño Mecánico del Acumulador.

NOTA: el esquema no contempla aislamiento térmico en las paredes del acumulador.

4.4.1. Cálculo de espesores y esfuerzos

Cálculo del Espesor del Cuerpo del Acumulador: para el cálculo se tienen los siguientes datos [10, P.18]:

Tabla 14

Datos para cálculo de espesor de acumulador

Símbolo	Descripción	Magnitud-	Magnitud-
		Sistema	Sistema
		Inglés	Internacional
P	Presión de Diseño [PSI] – [kPa]	82.44	0.568
S	Esfuerzo del material [PSI] - [MPa] (ASTM-36)	36000	250
E	Eficiencia de la junta	0.6	0.6
R	Radio Interior [pulg.] - [m]	15.355	0.390
CA	Corrosión permitida [pulg.] - [m]	0.125	0.003175
t	Espesor de la pared del cuerpo del Acumulador	-	-

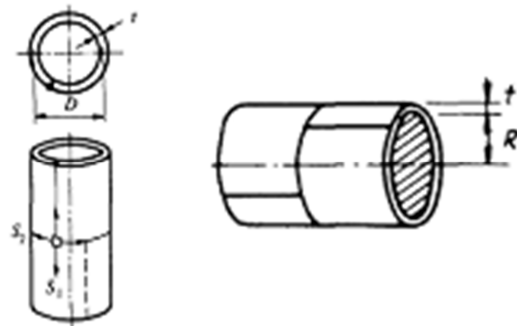


Figura 53. Diagrama para esfuerzos del cuerpo del acumulador.

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P}$$

$$t = 0.004656m$$

El espesor requerido para la estructura del cuerpo del acumulador es de 4.65 mm, debido a la disponibilidad comercial, se adopta un espesor de 6.35 mm (correspondiente a ¼ de pulgada).

Las dimensiones del cuerpo del acumulador resultan a partir de la conformación de la lámina de acero:

Dimensiones de la Plancha de Acero:

$$b_{\text{plancha}} := 2.44m$$

$$h_{\text{plancha}} := 1.22m$$

$$\text{Espesor: } 1/4" - 6.35 \text{ mm}$$

Diámetro del Acumulador:

$$D := \frac{b_{\text{plancha}}}{\pi}$$

$$D = 0.777 \text{ m}$$

- El acumulador debe contar con cámaras para provocar los pasos de corriente del aceite térmico, en una primera aproximación se realiza las cámaras con una longitud de 100 mm, de esta manera el volumen de la cámara de mezcla (Agua – vapor) resulta:

Volumen de la cámara de mezcla (Agua – Vapor):

$$L_{\text{útil}} := h_{\text{plancha}} - 0.200\text{m} = 1.020\text{m}$$

$$V_{\text{cilindro}} := \left(D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) \cdot L_{\text{útil}}$$

$$V_{\text{cilindro}} = 483.248\text{L}$$

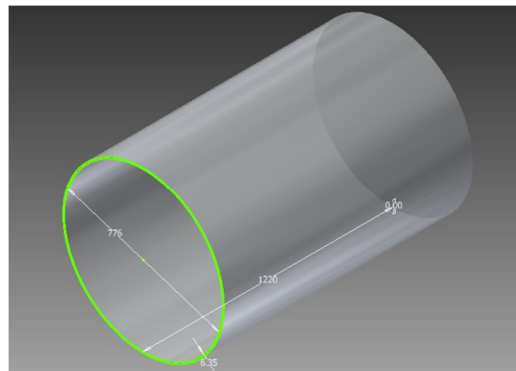


Figura 54. Esquema de Cuerpo de Acumulador.

4.5. Diseño Térmico

El proceso de diseño térmico es un proceso complejo e iterativo, en el que se deben variar los parámetros geométricos del equipo hasta conseguir que se transfiera la energía, es decir que el cada fluido alcance las temperaturas y presiones deseadas.

Con base al esquema del diseño mecánico, el proceso de transferencia de calor en el acumulador térmico presenta las siguientes etapas:

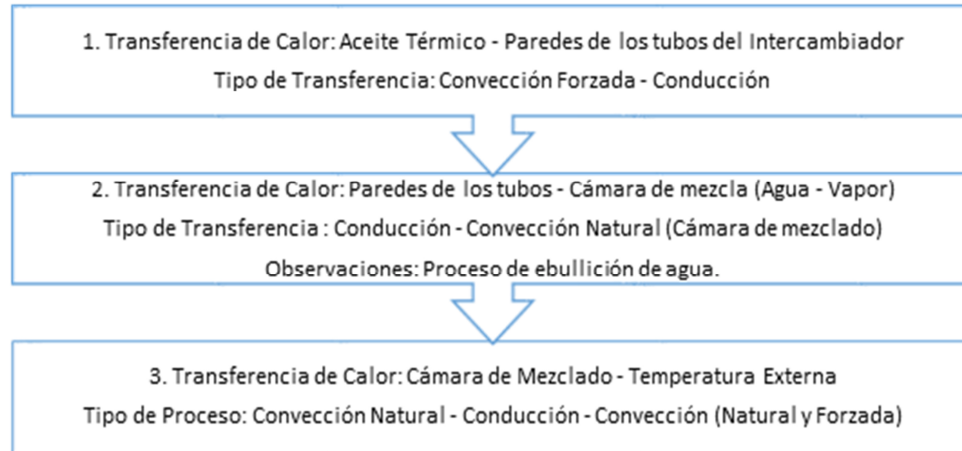


Figura 55. Diagrama de flujo de las etapas de transferencia de calor.

A continuación se ilustran los modelos de los procesos de transferencia de calor, con el método de analogías eléctricas:

- Proceso de Transferencia 1 - 2:

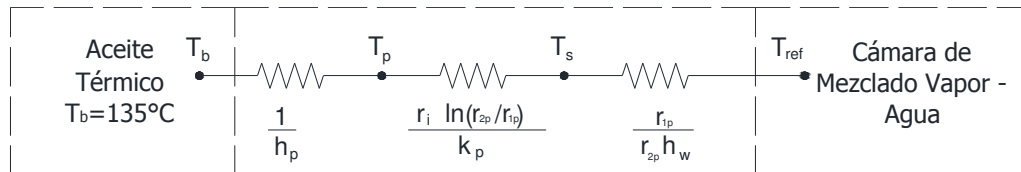


Figura 56. Esquema de analogía eléctrica del proceso 1 – 2.

En donde h_p Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en el interior de los tubos del intercambiador, T_b Temperatura media del aceite térmico, T_p Temperatura de la pared interna del tubo de los intercambiadores, T_s Temperatura de la superficie exterior de los tubos del intercambiador de calor, T_{ref} Temperatura de referencia para la cámara de mezcla (Agua – Vapor), k_p Conductividad térmica de los tubos del intercambiador, h_w Coeficiente de transferencia de calor por convección natural (incluido ebullición), r_{2p} Radio exterior del tubo del intercambiador, r_{1p} Radio interior del tubo del intercambiador.

En este proceso se considera condiciones de temperatura de superficial constante.

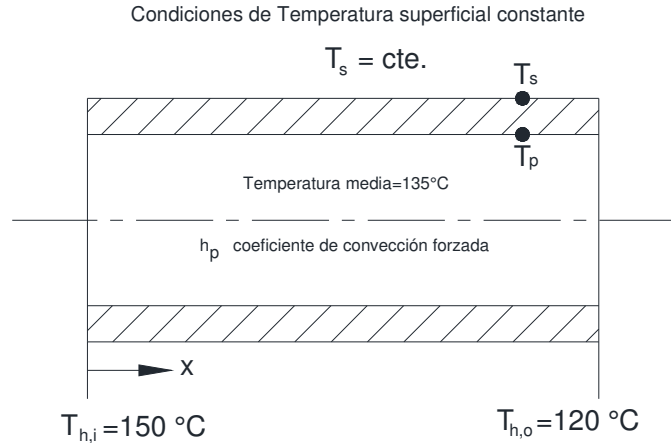


Figura 57. Esquema de tubos de intercambiador.

- Proceso de Transferencia 2 - 3:

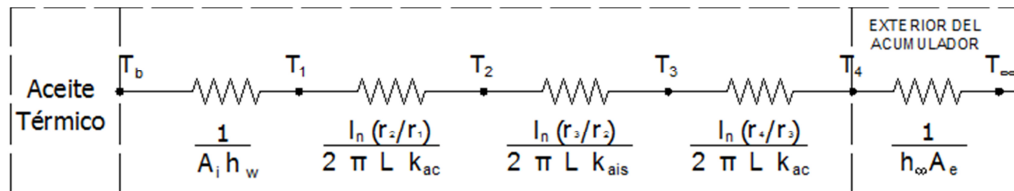


Figura 58. Esquema de analogía eléctrica proceso 2 – 3.

En donde h_w Coeficiente de transferencia de calor por convección natural (incluido ebullición), k_{ac} Conductividad térmica del acero del cuerpo del acumulador, k_{ais} Conductividad térmica del aislamiento térmico del cuerpo del acumulador, k_{ac} Conductividad térmica de la lámina de protección del aislante térmico, h_∞ Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en el exterior, A_i Área interior del cuerpo del acumulador térmico, A_e Área exterior del cuerpo del acumulador considerando la lámina de protección del aislamiento térmico.

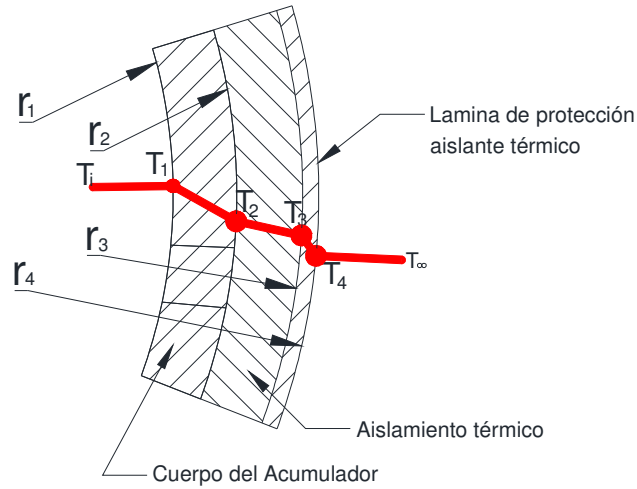


Figura 59. Esquema de la estructura de acumulador térmico.

El calor requerido en el intercambiador de Calor viene dado por la expresión:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \cdot F$$

En donde **U** Coeficiente global de transferencia de calor, **A** Área de transferencia de calor, ΔT_{ml} Diferencia de temperaturas media logarítmica, **F** Factor de corrección por tipo de intercambiador.

4.5.1. Cálculo de Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (LMTD)

La CST y el acumulador térmico, son sistemas conformados por intercambiadores de calor, las condiciones de entrada y salida de temperaturas del sistema son usadas para determinar la diferencia de temperatura media logarítmica.

A continuación se detallan las consideraciones básicas para el intercambiador del acumulador térmico:

- El acumulador térmico requiere condiciones de almacenamiento de agua-vapor a 140 °C.
- En régimen estacionario del sistema se ha establecido una variación de temperatura del aceite térmico de 30 °C.
- La entrada de agua del sistema es de 18 °C.

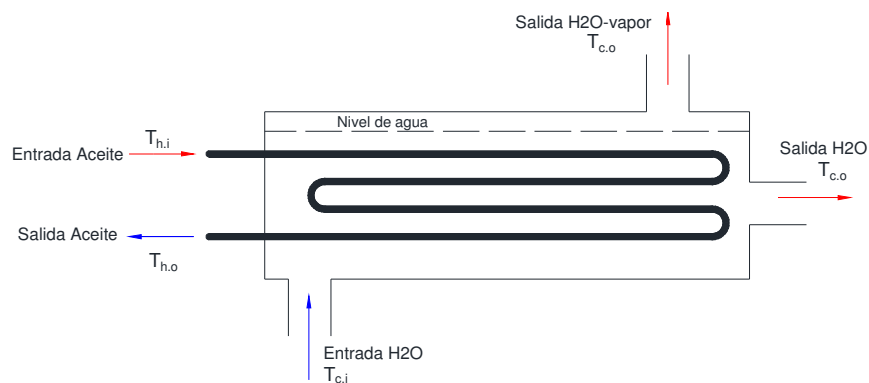


Figura 60. Diagrama del intercambiador y acumulador térmico.

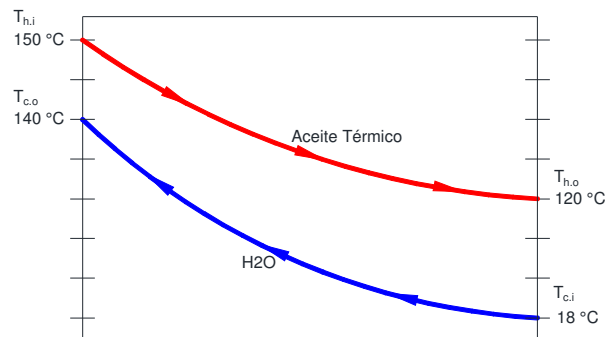


Figura 61. Diagrama de temperaturas de los fluidos del sistema.

La diferencia de temperaturas media logarítmica (LMTD) resulta [5, P.387]:

$$T_{h,i} := 150 \quad T_{h,o} := 120 \quad T_{c,i} := 18 \quad T_{c,o} := 140$$

$$\Delta T_1 := T_{h,i} - T_{c,o} = 10.000 \quad \Delta T_2 := T_{h,o} - T_{c,i} = 102.000$$

$$\Delta T_{ml} := \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = 39.614$$

Se aplica el factor de corrección por el tipo de cambiador de calor:

$$Z := \frac{(T_{c,i} - T_{c,o})}{T_{h,o} - T_{h,i}} = 4.067 \quad P := \frac{(T_{h,o} - T_{h,i})}{T_{c,i} - T_{h,i}} = 0.227$$

El Factor de Corrección del Intercambiador se determina en función del siguiente cuadro:

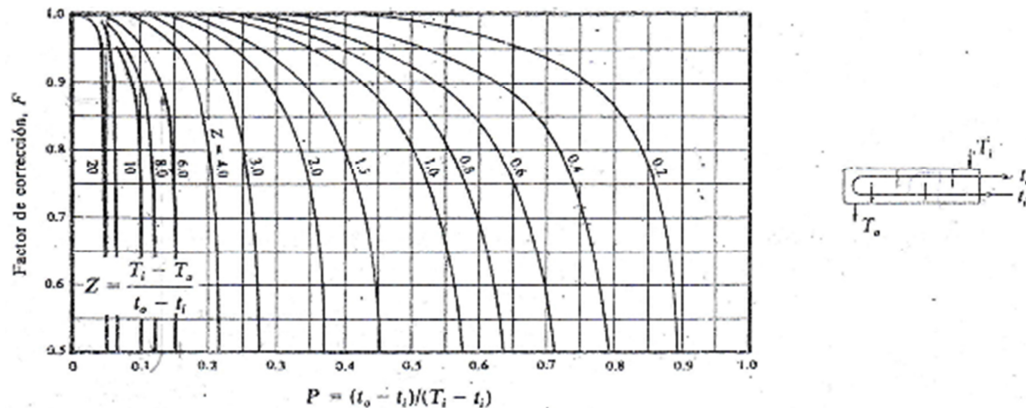


Figura 62. Factor de corrección para un paso por la carcasa y un número para de pasos.

Fuente: PITTS D., Transferencia de Calor, Bogota – Colombia 1979, pag. 243

El factor de corrección del intercambiador resulta: $F=0.83$

4.5.2. Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia

El cálculo del coeficiente global de transferencia depende de los tres procesos de transferencia de calor que se describieron anteriormente, por efectos de diseño se iniciará con los cálculos de los procesos de transferencia 1 y 3, esto debido a que en el proceso 2 se establece la configuración de los tubos del intercambiador de calor.

4.5.2.1. Cálculo del coeficiente de transferencia de Calor: Paredes de los tubos - Cámara de mezcla (Agua - Vapor)

El cálculo del coeficiente de transferencia es basado en el supuesto que en el interior del acumulador se tiene un recinto cerrado, para condiciones de calentamiento o enfriamiento por convección libre en espacios cilíndricos cerrados, horizontales o verticales, se correlaciona mediante la fórmula de L.B. Evans y N. E. Stefany [6, P.204]:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = (0.55) \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/4}$$

$$0.75 < \frac{L}{D} < 2.0$$

Para el cálculo del número de Grashof se aplica la siguiente expresión [6, P.196]:

$$Gr_f := g \cdot \beta \cdot \frac{(T_{ref} - T_{\omega}) \cdot L^3}{\nu^2}$$

Para la aplicación del número de Grashof, es necesario comprobar la relación L/D:

$$L = 1.020 \text{ m}; D = 0.78 \text{ m}$$

$$0.75 < \frac{L}{D} < 2.0$$

$$\frac{L}{D} = 1.313$$

Las condiciones de temperatura presentes en el intercambiador de calor son:

$$T_{h,i} := 150 \quad T_{h,o} := 120 \quad T_{c,i} := 18 \quad T_{c,o} := 140$$

Temperaturas de Trabajo en °C:

$$T_s := \frac{(T_{h,i} + T_{h,o})}{2} = 135.00 \quad T_{\omega} := \frac{(T_{c,i} + T_{c,o})}{2} = 79.00$$

El cálculo de las propiedades físicas del fluido se las realiza en función de la temperatura de referencia (°C) [6, P.198]:

$$T_{\text{ref}} := T_s + 0.38 \cdot (T_{\omega} - T_s) = 113.72$$

Las propiedades del fluido (H₂O) se evalúan a la temperatura de referencia a excepción de la densidad:

$$v_{H_2O} = 2.613 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad k_{H_2O} = 0.685 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}$$

$$Pr_{H_2O} = 1.54 \quad g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$L = 1.020 \text{ m}$$

Se calcula el coeficiente de expansión volumétrica:

$$\rho_w = \rho_{w@79^\circ\text{C}} = 972.38 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{ref}} = \rho_{w@113.72^\circ\text{C}} = 948.082 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta := \frac{(\rho_w - \rho_{\text{ref}})}{\rho_{\text{ref}} \cdot (T_{\text{ref}} - T_{\omega})} = 7.382 \times 10^{-4}$$

Reemplazando los valores correspondientes el número de Grashof, resulta:

$$Gr_f := g \cdot \beta \cdot \frac{(T_{\text{ref}} - T_{\omega}) \cdot L^3}{u_{\text{ref}}^2} = 3.908 \times 10^{12}$$

Sustituyendo los valores se calcula el número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = (0.55) \cdot (Gr_f \cdot Pr_f)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = (0.55) \cdot (3.908 \cdot 10^{12} \cdot 1.54)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \cdot D}{k} = 861.433$$

Una vez calculado el número de Nusselt, el coeficiente de convección resulta:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k_{H_2O}}{D}$$

$$\bar{h} = \frac{861.433 \cdot 0.685}{0.78}$$

$$\bar{h} = 759.75 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- Cálculo del Coeficiente de convección considerando la ebullición:

Para el cálculo del coeficiente de convección considerando ebullición del fluido, es necesario determinar la radiación del tubo, el coeficiente de lo determina con la siguiente expresión [6, P.219]:

$$h_w = \bar{h} + \frac{3}{4} h_r$$

En donde h_r es el coeficiente de transferencia de calor por radiación de la pared del tubo del intercambiador, de esta manera se tiene:

- Emisividad del acero al carbono $\epsilon=0.8$
- Coeficiente de Stefan-Boltzman: $\sigma = 5.669 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$
- Temperaturas en grados Kelvin:

$$T_s = 408K$$

$$T_{sat} = 365K$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección considerando la ebullición, se calcula a partir de la expresión [6, P.219]:

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{T_s^4 - T_{sat}^4}{T_s - T_{sat}}$$

$$h_r = 5.669 \cdot 10^{-8} \cdot 0.8 \cdot \frac{408^4 - 365^4}{408 - 365}$$

$$h_r = 10.51 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Verificando las condiciones entre los coeficientes de transferencia de calor:

$$\frac{h_r}{\bar{h}} < 1$$

$$\frac{h_r}{\bar{h}} = 0.014$$

El coeficiente de calor considerando el efecto de ebullición resulta:

$$h_w = \bar{h} + \frac{3}{4} h_r$$

$$h_w = 759.75 + \frac{3}{4} \cdot 10.51$$

$$h_w = 767.63 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

4.5.2.2. Cálculo del coeficiente de Transferencia de Calor: Cámara de Mezclado - Temperatura Externa.

El proceso para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor inicia con la convección natural en el interior del acumulador, luego el flujo de calor atraviesa las paredes del acumulador, el aislante térmico y el material de

protección del aislante, finalmente contamos con un proceso de convección, este último puede ser de convección natural o forzada, y dependerá de las condiciones en las que se encuentre el acumulador. En caso de que el acumulador se encuentre a la intemperie se considera como un proceso de convección forzada debido a las condiciones de velocidad de viento que se presentan en el sitio.

El acumulador térmico, está conformado por una capa de aislamiento de fibra de vidrio con un espesor de 50 mm, el material de protección del aislamiento es una lámina de Zinc de 1 mm de espesor.

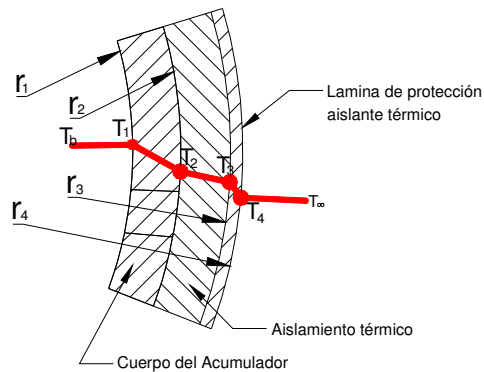


Figura 63. Esquema estructura del Acumulador

Los espesores de las paredes vienen dadas por los siguientes radios:

r_1	0.390 m
r_2	0.396 m
r_3	0.446 m
r_4	0.447 m

El modelo equivalente de resistencias eléctricas del sistema se presenta a continuación:

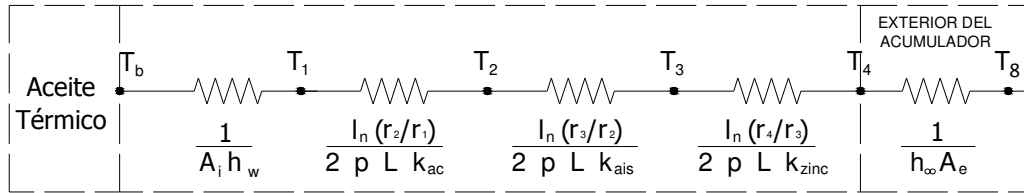


Figura 64. Modelo equivalente de resistencias eléctricas proceso 2 – 3.

- **Coefficiente de convección forzada en el exterior del acumulador:**

El cálculo del coeficiente de convección forzada se lo calcula en función de la velocidad de viento presente en el sitio de implantación del acumulador.

Velocidad de viento (V_{viento}): 1.2 m/s (4.32 km/h)

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada debido a los factores ambientales externos se calcula mediante la expresión [9]:

$$h_{\infty} = 2.8 + 3 \cdot v_{\text{viento}}$$

$$h_{\infty} = 2.8 + 3 \cdot 1.2$$

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

Los valores de las variables que se presentan en este proceso, se detallan a continuación:

L 1.020 m

$$A_i = 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot L$$

A_i $A_i = 2 \cdot 0.390 \cdot \pi \cdot 1.020$

$$A_i = 2.49 m^2$$

h_w 767.63 W/(m² °C)

k_{ac} 52 W/m °C

k_{ais} 0.038 W/m °C

k_{zinc} 111 W/m °C

$$\begin{aligned}
 h_{\infty} &= 6.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \\
 A_e &= 2 \cdot r_4 \cdot \pi \cdot L \\
 &= 2 \cdot 0.447 \cdot \pi \cdot 1.020 \\
 &= 2.864 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- **Cálculo de temperaturas de las paredes del acumulador**

El cálculo de las temperaturas de las paredes, se calcula en función del coeficiente global de transferencia para el proceso 2 – 3.

El coeficiente de global de transferencia del proceso 2 – 3, viene dado por la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 U_{i_{2-3}} &= \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{r_1 \ln(r_2 / r_1)}{k_{ac}} + \frac{r_1 \ln(r_3 / r_2)}{k_{ais}} + \frac{r_1 \ln(r_4 / r_3)}{k_{zinc}} + \frac{A_i}{h_{\infty} A_e}} \\
 U_{i_{2-3}} &= 0.736
 \end{aligned}$$

El flujo de calor en las paredes del cuerpo del acumulador hacia el exterior resulta:

$$q_{2-3} = A_i \cdot U_{i_{2-3}} \cdot \Delta T$$

En donde, q_{2-3} es el flujo de calor a través de las paredes del cuerpo del acumulador, $U_{i_{2-3}}$ es el coeficiente global de transferencia del proceso 2-3, ΔT es la diferencia de temperaturas entre el interior del recinto del acumulador y la temperatura ambiente. De esta manera tenemos:

$$\begin{aligned}
 q_{2-3} &= A_i \cdot U_{i_{2-3}} \cdot \Delta T \\
 q_{2-3} &= 2.49 \cdot 0.736 \cdot (140 - 18) \\
 q_{2-3} &= 223.58
 \end{aligned}$$

Las temperaturas de las paredes se evalúan a continuación:

$$q_{2-3} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{ac}}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{ais}}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{zinc}}}$$

$$T_2 = T_1 - q_{2-3} \left(\frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{ac}} \right)$$

$$T_3 = T_2 - q_{2-3} \left(\frac{\ln(r_3/r_2)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{ais}} \right)$$

$$T_4 = T_3 - q_{2-3} \left(\frac{\ln(r_4/r_3)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{zinc}} \right)$$

4.5.2.3. Cálculo del coeficiente de Transferencia de Calor: Aceite térmico - Paredes de los tubos del intercambiador.

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor entre el aceite térmico y las paredes de los tubos del intercambiador, interviene un análisis de la disposición de los tubos del intercambiador y también de las etapas del intercambiador.

Del diseño mecánico preliminar que se realizó en el capítulo 4.4, se presenta el siguiente esquema:

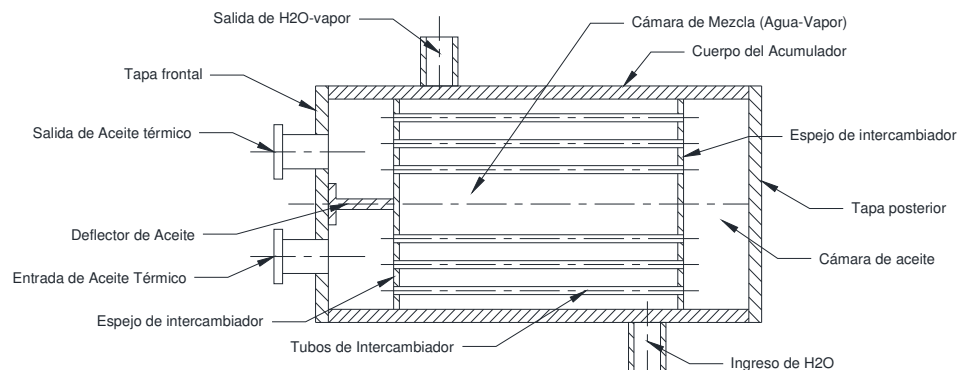


Figura 65. Esquema mecánico constructivo del Acumulador.

- El esquema comprende un intercambiador de dos etapas.
- Existen dos cámaras de aceite, la primera separa la entrada y salida del aceite al acumulador a través de un deflector y una segunda cámara las etapas del intercambiador.
- Para la distribución de los tubos del intercambiador, en función de la geométrica de los espejos, se define una distribución de tubos escalonados.

Con las consideraciones mencionadas los espejos del acumulador presentan las siguientes distribuciones y distancias:

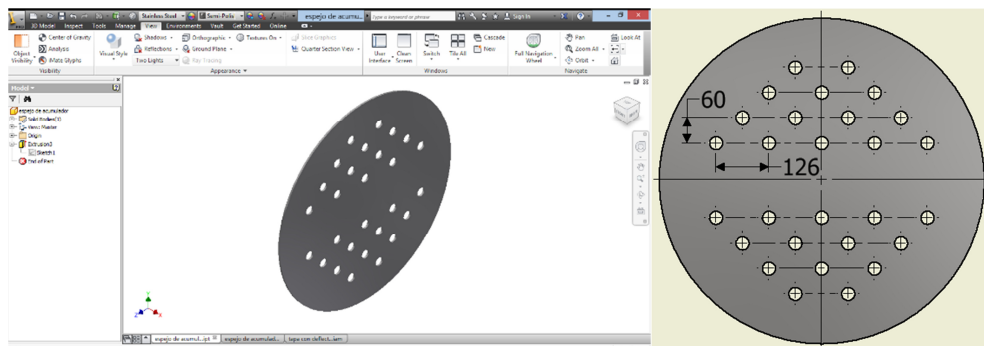


Figura 66. Espejo de intercambiador.

La distribución establecida, se establecen 14 tubos por etapa del intercambiador (28 en total), el diámetro de los tubos será analizado posteriormente y se los definirá en función del caudal de paso del intercambiador.

El espejo de la cámara de separación del aceite de entrada y salida del acumulador, presenta la siguiente configuración:

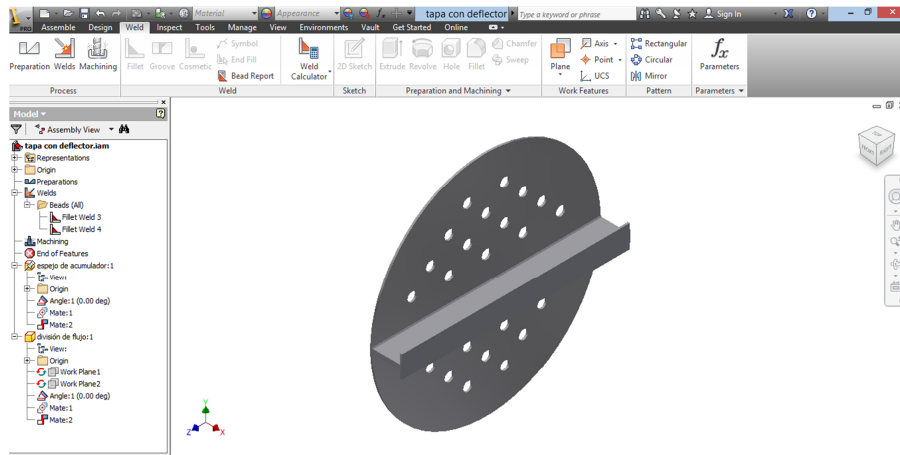


Figura 67. Espejo con deflector para cámara de aceite.

De esta manera el conjunto del acumulador presenta la siguiente distribución:

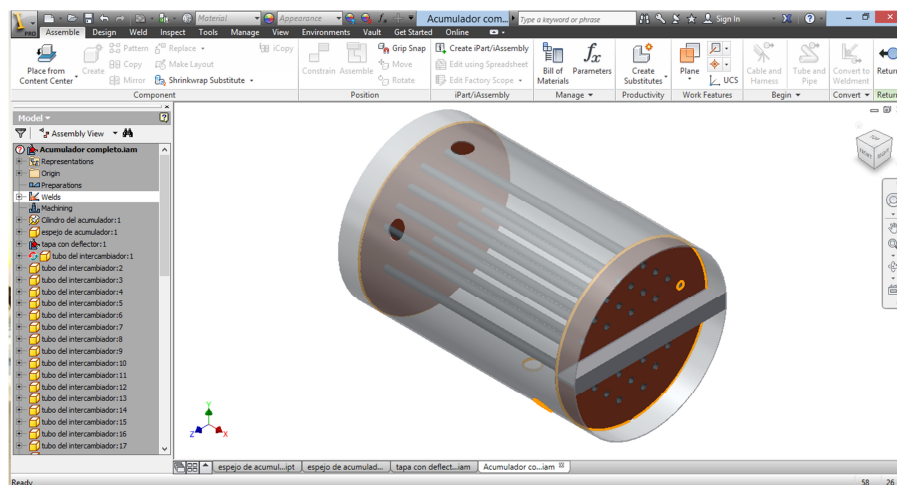


Figura 68. Esquema de conjunto de Acumulador Térmico.

- Número de Tubos en el Intercambiador

Como se mencionó anteriormente el intercambiador de calor del acumulador térmico, estará compuesto de 14 tubos por etapa, es decir en total existirán 28 tubos.

La determinación del número de tubos parte del análisis de las siguientes variables:

- Diámetro del tubo.
- Velocidad de flujo del aceite térmico.
- Régimen del fluido.

Es importante determinar la masa de aceite térmico del sistema, en condiciones de estado estacionario, lo que permitirá obtener las condiciones deseadas de la mezcla Agua – Vapor. En el siguiente gráfico se ilustra un esquema del intercambiador de calor del acumulador térmico, con las condiciones de entrada y salida para condiciones de estado estacionario.

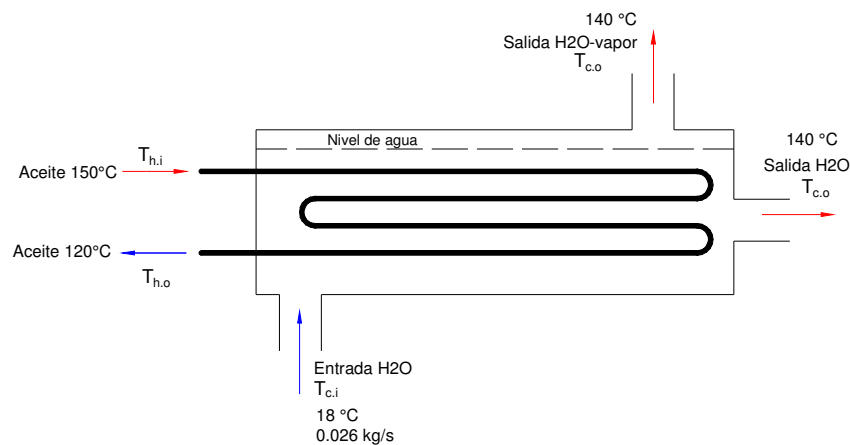


Figura 69. Diagrama del sistema del Acumulador Térmico para condiciones de estado estacionario.

Para determinar la cantidad de aceite necesario en el sistema, aplicamos el balance de energía para sistemas de flujo estable para intercambiadores de calor.

De esta manera se obtiene:

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = \Delta \dot{E}_{sistema}$$

En sistemas de flujo estable, el contenido de energía en un volumen de control permanece constante, por lo tanto:

$$\Delta \dot{E}_{sistema} = 0$$

La energía que entra al sistema está relacionada al aceite térmico y la energía que sale del sistema es la mezcla agua-vapor, de esta forma se tiene:

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sale}$$

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = \Delta \dot{E}_{sistema}$$

$$\dot{m}_{oil} \cdot h_{h,i} + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{c,i} = \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{c,o} + \dot{m}_{oil} \cdot h_{h,o}$$

$$\dot{m}_{oil} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_{c,o} - h_{c,i})$$

$$\dot{E}_{entra} = \dot{m}_{oil} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{E}_{sale} = \dot{m}_{H_2O} \cdot (\Delta h)$$

Igualando las ecuaciones se obtiene:

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sale}$$

$$\dot{m}_{oil} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_{entra} - h_{sale})$$

En donde \dot{m}_{oil} Flujo másico del aceite térmico requerido en el sistema, $c_p=2.131$ kJ/kg°C Calor específico a presión constante del aceite térmico evaluado en condiciones de temperatura media [135°C], $\Delta T = 30$ °C Variación de temperatura en la entrada y salida del aceite térmico.

NOTA: La energía requerida en el intercambiador de calor del acumulador térmico, para condiciones de estado transitorio fue tratada en el punto 0.

De esta manera, el flujo másico requerido en el sistema es:

$$\dot{m}_{oil} = \frac{18}{c_p \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_{oil} = 0.253 \text{ kg/s}$$

Una vez conocido el flujo másico de aceite del sistema, se calcula el caudal en función de su densidad del fluido:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$$

Tabla 15

Datos para cálculo del caudal según la densidad del fluido.

Magnitud	Valor	Unidad
Temperatura Media	135	°C
Densidad del Aceite Térmico [135 °C]	819.95	kg/m ³
	4.68E-04	m ³ /s
Caudal de Aceite del Sistema \dot{V}_{sis}	28.10	l/min
	0.468	l/s
Viscosidad cinemática ν	9.10E-06	m ² /s

A continuación se detallan características y dimensiones de tubos utilizados para intercambiadores de calor:

Tabla 16
Características y Dimensiones de tubos para intercambiadores de calor.

NORMA	Diámetro Comercial	Diámetro exterior D_e [m]	Diámetro interior D_i [m]	Área interior A_i [m ²]	Espesores de pared [mm]
ASME A 179	1 ¼"	0.03175	0.02753	0.00060	2.11
Intercambiadores de Calor	1"	0.0254	0.02118	0.00035	2.11

Para determinar el tipo de tubo a ser utilizado, se analizaron los diámetros de 1" y 1¼" pulgadas. De igual manera se determinaron las variables del fluido con cada diámetro. A continuación se muestran los resultados de las variables:

Tabla 17
Resultados de variables en el interior de los tubos

Tipo de tubo (")	N	$V_{t.acu}$ (m ³ /s)	u(m/s)	Re	Tipo de flujo
1 ¼	10	6.17E-05	0.104	313.44	Laminar
1 ¼	20	3.08E-05	0.052	156.72	Laminar
1 ¼	28	2.20E-05	0.037	111.94	Laminar
1 ¼	30	2.06E-05	0.035	104.48	Laminar
1 ¼	40	1.54E-05	0.026	78.36	Laminar
1	10	6.17E-05	0.175	407.42	Laminar
1	20	3.08E-05	0.088	203.71	Laminar
1	28	2.20E-05	0.063	145.51	Laminar
1	30	2.06E-05	0.058	135.81	Laminar
1	40	1.54E-05	0.044	101.85	Laminar

En donde N Número de tubos del intercambiador, $\dot{V}_{t.acu}$ Caudal en los tubos del intercambiador de calor $\dot{V}_{t.acu} = \frac{V_{sis}}{N}$, u Velocidad de flujo del aceite en el

interior de los tubos del intercambiador $u = \frac{\dot{V}_{t.acu}}{A_t}$, Re Número de Reynolds

$$Re = \frac{u \cdot D_i}{\nu}$$

Como se puede ver los resultados, con cualquiera de los dos tamaños de tubos se presenta un flujo de tipo laminar, la diferencia se establece por la caída de presión que se presenta en el intercambiador de calor, la misma que se presenta a continuación:

Tabla 18
Resultados de Caída de presión en los tubos.

Tipo de tubo		N					
(")		f	L	ΔP	$V_{t.acu}$ (m ³ /s)	P (W)	
1 ¼	10	0.20	2.04000	66.59	6.17E-05	0.00411	
1 ¼	20	0.41	2.04000	33.29	3.08E-05	0.00103	
1 ¼	28	0.57	2.04000	23.78	2.20E-05	0.00052	
1 ¼	30	0.61	2.04000	22.20	2.06E-05	0.00046	
1 ¼	40	0.82	2.04000	16.65	1.54E-05	0.00026	
1	10	0.16	2.04000	73.11	6.17E-05	0.00451	
1	20	0.31	2.04000	36.56	3.08E-05	0.00113	
1	28	0.44	2.04000	26.11	2.20E-05	0.00058	
1	30	0.47	2.04000	24.37	2.06E-05	0.00050	
1	40	0.63	2.04000	18.28	1.54E-05	0.00028	

En donde f factor de fricción en los tubos, L Longitud total de los tubos, Δp

Caída de presión en los tubos $\Delta p = f \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot D} L$, P potencia requerida para

vencer la resistencia de flujo asociado con la caída de presión $P = V_{t.acum} \cdot \Delta p$.

Los tubos de 1 ¼", presentan una mayor resistencia, menor caída de presión y mayor área de transferencia por lo que el acumulador térmico será calculado con este diámetro.

Para el cálculo del coeficiente de convección forzada en el interior de los tubos del intercambiador, se consideran las siguientes condiciones:

- Sistema operando en Estado Estacionario.
- Condiciones de Temperatura Superficial Constante.
- Propiedades del fluido térmico a temperatura media.
- Régimen laminar.

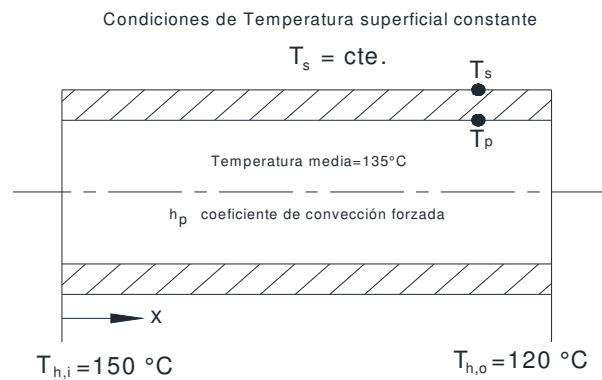


Figura 70. Esquema de condiciones de temperatura de los tubos del intercambiador.

Se calcula la temperatura media del sistema [°C]:

$$T_m := \frac{(T_{h,i} + T_{h,o})}{2} = 135$$

Se obtienen las propiedades del aceite térmico a la temperatura de 135 °C:

$$\rho_{oil} = 819.95 \text{ kg/m}^3 \qquad v_{oil} = 9.10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{oil} = 6.92 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s} \qquad c_{p_{oil}} = 2.373 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$k_{oil} = 0.134 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

$$Pr_{oil} = 130.75$$

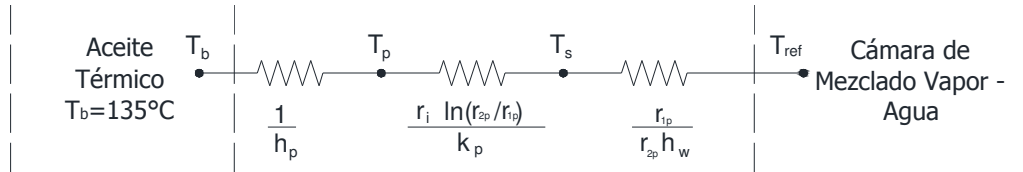


Figura 71. Esquema de resistencias eléctricas en el interior de los tubos.

El coeficiente de convección forzada en el interior de los tubos se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_p \cdot D}{k}$$

Para la condición de temperatura superficial constante, se aplica la siguiente expresión [16]:

$$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot (D/L) \cdot Re_D \cdot Pr}{1 + 0.04 \cdot [(D/L) Re_D Pr]^{2/3}}$$

En donde $D=0.02753$ Diámetro interior del tubo. [m], $L=2.04$ Longitud total de cada tubo. [m] (se considera las dos etapas del intercambiador $1.020 \text{ m} \times 2$), $Pr=130.75$ Número de Prandtl, $Re_D=111.94$ Número de Reynolds, $k=0.134$ Conductividad térmica del fluido. [$W/m^\circ C$].

Sustituyendo los valores tenemos:

$$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot (0.02753/2.04) \cdot 111.94 \cdot 130.75}{1 + 0.04 \cdot [(0.02753/2.04) \cdot 111.94 \cdot 130.75]^{2/3}}$$

$$\overline{Nu}_D = 9.259$$

El coeficiente de convección forzada en el interior de un tubo del intercambiador resulta:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_p \cdot D_i}{k_{oil}}$$

$$\bar{h}_p = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k_{oil}}{D_i}$$

$$\bar{h}_p = \frac{9.259 \cdot 0.134}{0.02753}$$

$$\bar{h}_p = 45.07 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Al ser 14 tubos por etapa, el Coeficiente de convección forzada por la totalidad de los tubos resulta:

$$\bar{h}_{pt} = \bar{h}_p \cdot 14$$

$$\bar{h}_{pt} = 630.92 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El coeficiente Global de Transferencia para el intercambiador de calor se tiene [13]:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{pt}} + \frac{r_i \ln(r_e / r_i)}{k_{ac}} + \frac{A_i}{h_w A_e}}$$

$$U_i = 421.76 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Una vez calculado el coeficiente global de transferencia, se realiza una verificación del coeficiente de Global de Transferencia comparando con los valores recomendados para intercambiadores de calor de similares características.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \cdot F$$

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{ml} \cdot F}$$

$$A = \frac{18000}{421.76 \cdot 39.614 \cdot 0.83}$$

$$A = 1.29 m^2$$

4.6. Datos Generales del Acumulador Térmico

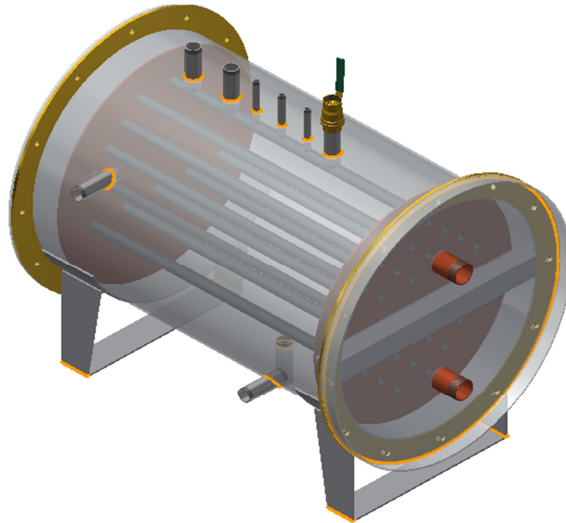


Figura 72. Diseño 3D del Acumulador Térmico.

Datos del Volumen de control:

Volumen de agua:	0.44	m ³
Densidad del agua:	1000.00	kg/m ³
Masa de Agua:	440.00	kg

Datos del Cuerpo del acumulador:

Diámetro del Acumulador:	0.78	m
Longitud del cuerpo:	1.22	m
Espesor de la pared:	0.006	m
Volumen del cuerpo del acumulador:	0.02	m ³
Masa del cuerpo del acumulador:	148.70	kg

Datos del Tapas del Acumulador:

Diámetro de las tapas:	0.93	m
Espesor:	0.0127	m

Volumen de la tapa:	0.0086	m ³
Volumen de las tapas:	0.02	m ³

Datos de Anillos del Acumulador:

Diámetro exterior:	0.94	m
Diámetro interior:	0.79	m
Espesor:	0.01	m
Volumen de los anillos:	0.0052	m ³
Densidad del Acero:	7833.00	kg/m ³

Espejos del Acumulador:

Diámetro de los espejos:	0.78	m
Espesor:	0.0127	m
Área de los espejos:	0.9557	m ²
Diámetro de los tubos:	0.03175	m
# de tubos:	28	
Área de los tubos:	0.02217	m ²
Volumen de los espejos:	0.0237	m ³

Datos de los Tubos del intercambiador:

Diámetro interior:	0.0275	m
Diámetro exterior:	0.03175	m
Longitud:	1.02	m
# de tubos:	28	
Volumen de los Tubos:	0.0056	m ³
Volumen Total del acumulador:	0.071	m ³
Masa Total del acumulador:	554.17	kg

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE ENERGÉTICO

5.1. Procedimiento para el ensayo

El análisis energético del Acumulador térmico se lo realizó en el laboratorio de Energía Renovable de la Universidad de las Fuerzas Armadas. Para el efecto y con la finalidad de realizar la prueba, se instaló en sistema de combustión de gas, con el que se proporcionará y servirá de fuente de energía del acumulador.

Para el control y monitoreo de las variables se han instalado en el acumulador térmico los siguientes instrumentos y equipos:

- Manómetros de presión (0 – 6 bar).
- Termómetro para gases de combustión (0-150°C)
- Termómetro para vapor 0-160°C
- Sistema de combustión de GLP.

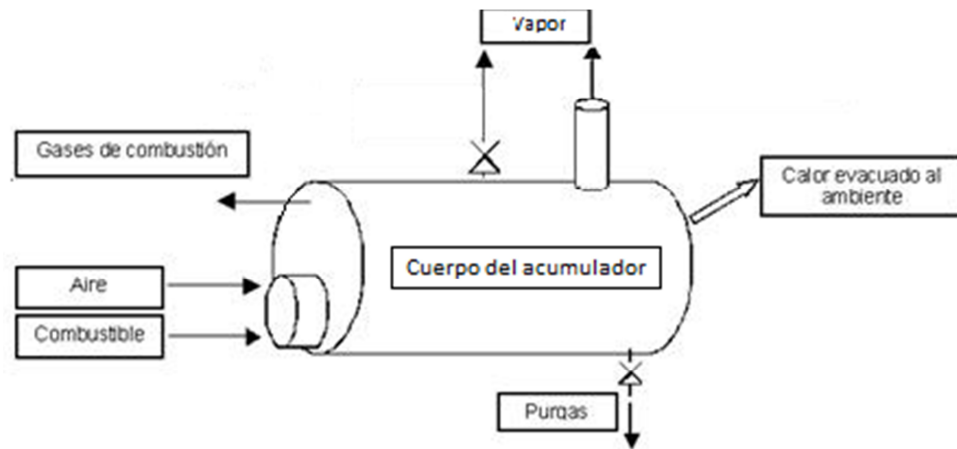


Figura 73. Diagrama del acumulador térmico para el ensayo.

El ensayo consiste en proporcionar energía al acumulador a través del sistema de combustión, y proceder a realizar las mediciones de temperaturas, velocidad de gases y presión en distintos puntos del acumulador, con la finalidad de evaluar su comportamiento térmico. El acumulador estará parcialmente cubierto con revestimiento de aislante térmico, lo que permitirá determinar las temperaturas en las paredes del cuerpo del acumulador y compararlas con las paredes del aislante térmico. Al estar parcialmente aislado el sistema, existirán mayor cantidad de pérdidas térmicas principalmente por convección y radiación, lo que convierte a la prueba en un escenario de condiciones extremas pruebas de operación.

En el siguiente esquema se aprecian los puntos en los que se realizarán las mediciones:

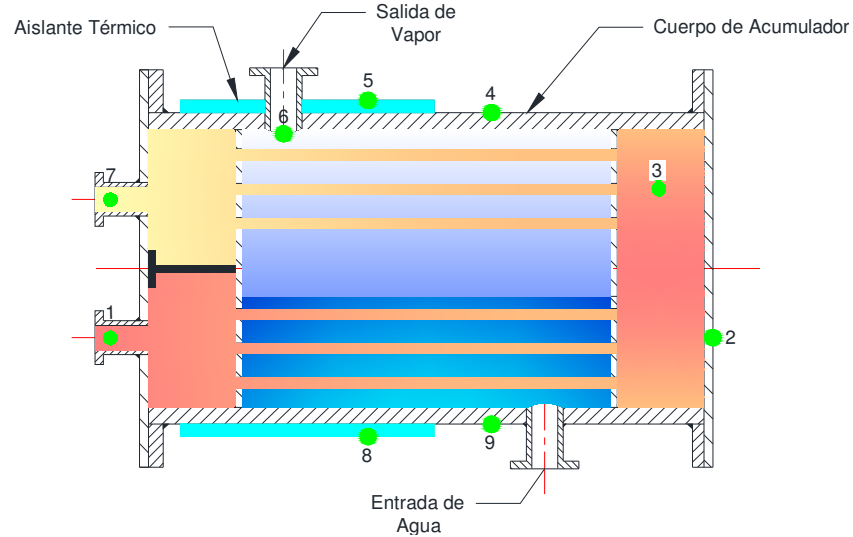


Figura 74. Puntos de mediciones de temperatura del acumulador.

Además de los puntos indicados en la Fig. 74 se realizarán mediciones de temperatura en las tapas frontal y posterior del acumulador, con el propósito de contrastar los gradientes de temperatura. De igual forma, se realizarán mediciones de temperatura en la periferia del cuerpo del acumulador.

Los 9 puntos de medición de temperaturas, tanto en el interior como el exterior del acumulador, se describen a continuación:

- Punto 1: Temperatura de ingreso de los gases de combustión.
- Punto 2: Temperatura de la placa deflectora.
- Punto 3: Temperatura de los gases de combustión en la entrada de la segunda etapa del intercambiador.
- Punto 4: Temperatura externa del cuerpo del acumulador en la parte superior. (En este punto el acumulador térmico no cuenta con recubrimiento aislante).

- Punto 5: Temperatura externa del cuerpo del acumulador en la parte superior. (En este punto el acumulador térmico cuenta con recubrimiento aislante).

- Punto 6: Temperatura en el interior de la cámara de vapor de agua.

- Punto 7: Temperatura de salida de los gases de combustión.

- Punto 8: Temperatura de externa del cuerpo del acumulador en la parte inferior. (En este punto el acumulador cuenta con recubrimiento aislante).

- Punto 9: Temperatura externa del cuerpo del acumulador en la parte inferior. (En este punto el acumulador con cuenta con recubrimiento aislante).

Las temperaturas obtenidas, serán procesadas y analizadas para realizar una evaluación del comportamiento del acumulador térmico y presentar las características principales. Adicionalmente a los puntos de medición de temperatura indicados, existe otro punto de medición, y se trata de la velocidad de salida de los gases de combustión, lo cual permitirá calcular el flujo másico de dichos gases.


A continuación se puede apreciar la disposición de los instrumentos instalados en el acumulador:



Figura 75. Instrumentos instalados en el acumulador.

5.2. Instrumentación Utilizada

A continuación se detallan los instrumentos utilizados para el ensayo:

<p style="text-align: center;">PIRÓMETRO</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none">- Rango de Temperatura 0 – 500 °C.- Marca: Nubbe	
---	---

<p style="text-align: center;">TERMÓMETRO PARA FLUIDOS</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Temperatrua de entrada y salida de fluidos - Rango de temperatura 0 – 300°C. 	
<p style="text-align: center;">MANÓMETRO</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Marca: Alfa Laval - Rango de presión de trabajo: 0 – 6 bar. 	
<p style="text-align: center;">VÁLVULA PARA VAPOR</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Diametro comercial 3/4" - Tipo esférica 	
<p style="text-align: center;">ANEMÓMETRO MULTIFUNCIÓN</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Rango de Velocidades: 0.6 – 40 m/s - Rango operacional: 0.6 – 60 m/s - Resolución: 0.1 m/s - Precisión: mayor a 3% - Marca: Kestrel 	
<p style="text-align: center;">SISTEMA DE COMBUSTIÓN</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Alimentación de aire forzado - Combustible: GLP 	

<p style="text-align: center;">BALANZA ANALÓGICA</p> <p>Rango de operación: 0- 300 kg</p>	
<p style="text-align: center;">TERMÓMETRO DE CARÁTULA</p> <p>Características:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Temperatrua de entrada y salida de fluidos. - Rango de temperatura 0 – 300°C. 	

5.3. Parámetros de Operación Nominales del Acumulador

Temperatura ingreso líquido saturado	18 °C
Temperatura. del vapor a la salida	140.00 °C
	3.62 bar
Presión de saturación del vapor (140°C)	361.54 kPa
	52.43 psi

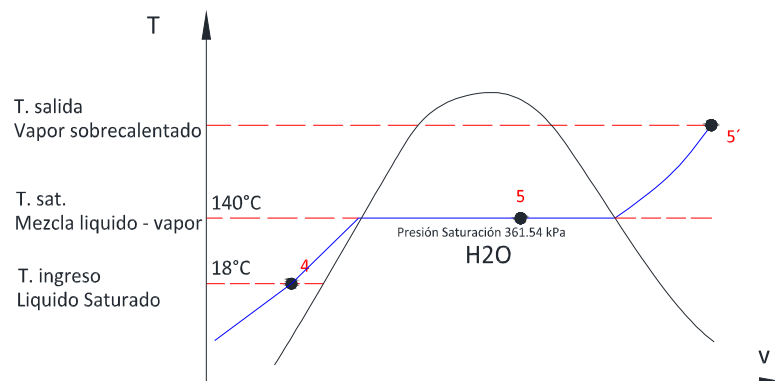


Figura 76. Diagrama T - v - Acumulador térmico.

Temperatura inicial del fluido de trabajo: 18 °C

Temperatura de vapor	140	°C
Volumen útil mínimo de acumulación	450	litros
Volumen de vapor	112.5	litros
Temperatura final del fluido de trabajo	150	°C
Potencia de la CST	18	kW

5.4. Condiciones Iniciales del Ensayo

Previo al inicio del ensayo y pruebas del acumulador térmico se presentaron las siguientes condiciones:

- Condiciones del combustible:

Peso inicial del tanque de combustible: 64 lb

- Condiciones ambientales:

Temperatura Ambiente	20 °C
Humedad	51 %
Presión Atmosférica	757.6 mbar
Altura sobre nivel del mar	2383 msnm
Radiación Solar	268 W/m ²

5.5. Desarrollo del Ensayo

Día: Sábado, 25 de abril de 2015.

El ensayo inició con la verificación del sitio de la prueba y preparación previa de los equipos e instrumentación. Las siguientes actividades fueron realizadas:

- Verificación de empaques de las tapas frontal y posterior, y prueba de control de fugas en el acumulador utilizando aire comprimido.
- Instalación de los sistemas de medición y prueba de los mismos.



Figura 77. Instalación y prueba de instrumentación.

- Pruebas de circulación de aire en el intercambiador de calor.



Figura 78. Pruebas de circulación con aire en el intercambiador.

- Pruebas preliminares del sistema de combustión.



Figura 79. Pruebas del sistema de combustión.

- Mediciones de temperaturas preliminares y análisis de comportamiento.
- Desmontaje de instrumentación y equipos.

Día: Jueves, 30 de abril de 2015.

Una vez que se contaba con los ensayos previos, se instalaron: el sistema de combustión, los instrumentos de medición y la capa de aislante térmico en el cuerpo del acumulador, con la finalidad de iniciar las pruebas y alcanzar las condiciones operativas de diseño.

En la Figura 80 se puede apreciar el acumulador térmico preparado para el inicio de las pruebas operativas.



Figura 80. Equipo preparado para inicio de pruebas operativas.

Una vez preparado la instrumentación y el sistema de combustión se procedió al llenado del tanque con agua a temperatura ambiente del volumen de control, para posteriormente encender el sistema de combustión.



Figura 81. Llenado de la cámara del acumulador.

Las jornadas pruebas iniciaron a las 11:20 minutos y finalizaron luego de 6.5 horas de operación, es decir a las 17:50 pm.

5.6. Resultados del Ensayo

Los resultados de las mediciones obtenidas en el ensayo de laboratorio, fueron procesados y se detallan en Anexo A.

Las temperaturas fueron obtenidas de las carátulas de los termómetros para el caso de los puntos 1 y 6. Para las temperaturas de los otros puntos del acumulador se las obtuvo con el pirómetro infrarrojo.

Con base en los datos obtenidos de las mediciones, se desprende la siguiente gráfica de comportamiento de las temperaturas del acumulador.

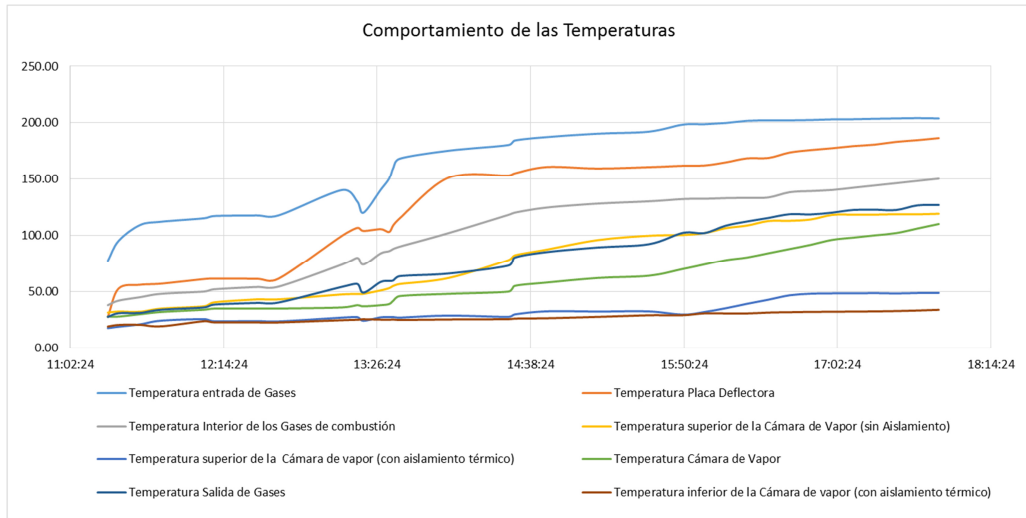


Figura 82. Comportamiento de temperaturas en el acumulador térmico.

La Figura 82, representa el comportamiento de los distintos puntos de medición a lo largo de la prueba, se puede apreciar que la temperatura de entrada de los gases es la más alta del sistema. Las temperaturas presentan decrementos según el recorrido de los gases de combustión.

Al inicio de las pruebas, se verificó el comportamiento de cuatro variables durante los primeros 20 minutos. Se aprecia un incremento uniforme, proporcional y continuo entre las temperaturas.

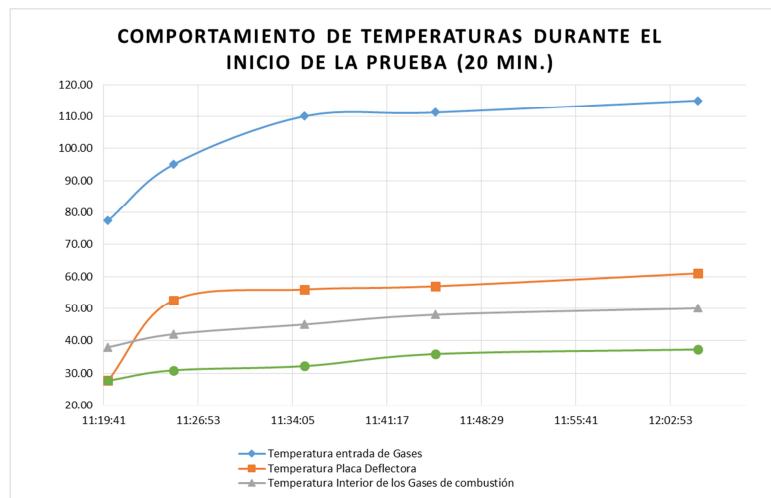


Figura 83. Comportamiento de temperaturas durante el arranque.

A continuación, se presentan las gráficas con el comportamiento y evolución en el tiempo de diversas temperaturas.

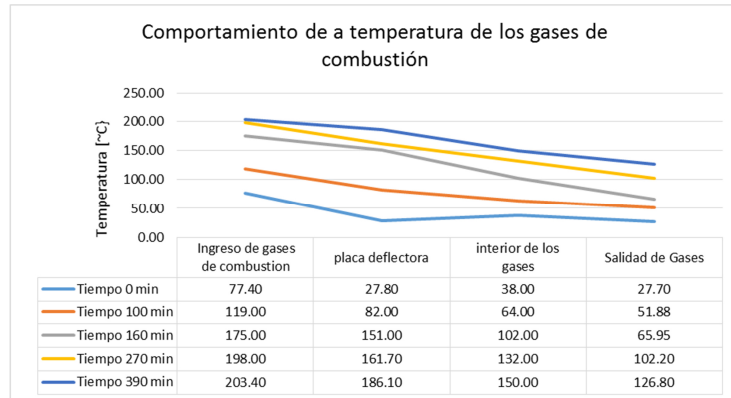


Figura 84. Comportamiento de los gases de combustión a lo largo del intercambiador.

En la Figura 84, se puede apreciar el comportamiento de los gases de combustión en distintos periodos de tiempo. La diferencia de temperatura entre los puntos de entrada y salida disminuye progresivamente y tiende a estabilizarse.

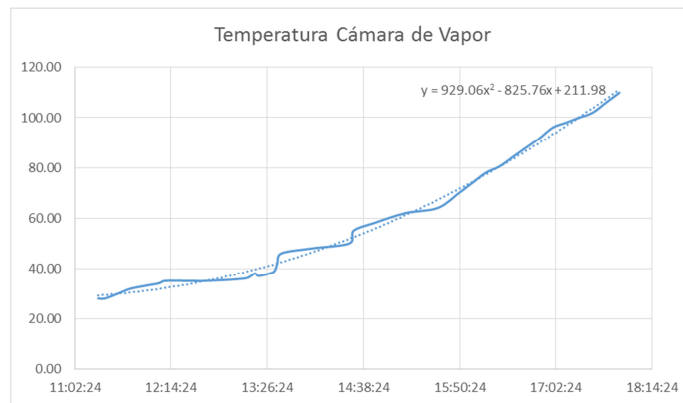


Figura 85. Temperatura de Cámara de Vapor.

La temperatura de la cámara de vapor, aumenta progresivamente, se puede apreciar una pendiente mayor a partir de las 15:50 pm.

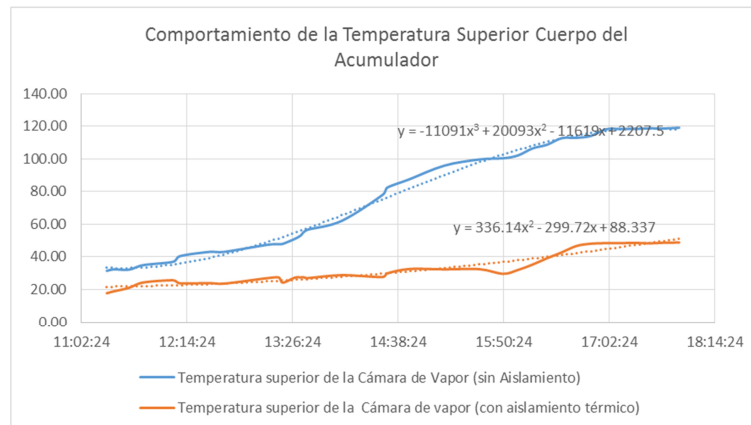


Figura 86. Temperatura superior de la cámara del acumulador.

En la Figura 86, se describe el comportamiento de la temperatura superior de la cámara de vapor, claramente se distingue la diferencia entre la sección aislada y la sección libre, la temperatura de la sección no aislada permitirá mayor transferencia de calor por convección y radiación, lo que provocará mayor cantidad de pérdidas.

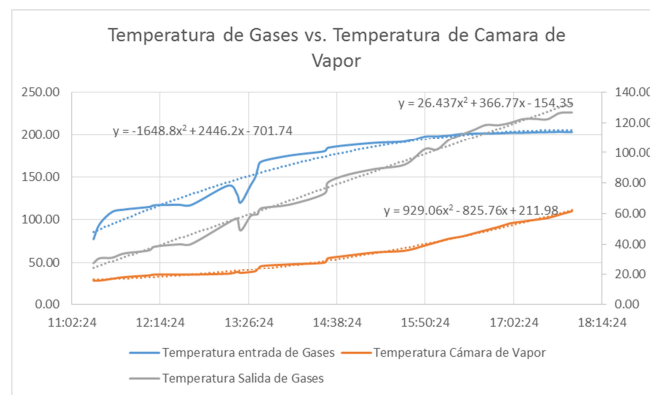


Figura 87. Temperatura de los gases vs. Temperatura de Cámara de Vapor.

La Figura 87 ilustra el comportamiento de la temperatura de los gases, temperatura de la cámara de vapor y temperatura de los gases, la temperatura de vapor se la representa en eje secundario.

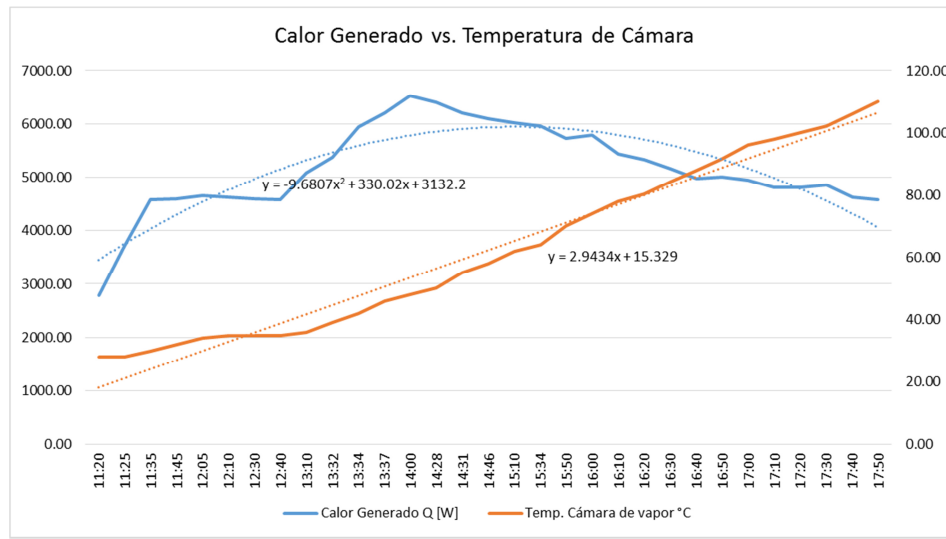


Figura 88. Calor generado vs. Temperatura de la cámara de vapor.

En la Figura 88, se puede apreciar la intersección entre la temperatura de la cámara de vapor con el calor generado en el sistema. El punto de intersección es muy importante para el análisis, ya que representa un cambio de estado en el sistema, y sobre el cual se produce un incremento mayor en la temperatura de la cámara de vapor.

5.7. Análisis energético

El Análisis energético del acumulador, es realizado a través de una hoja de cálculo, la misma que se adjunta en el Anexo B. Para el cálculo de las pérdidas de calor que intervienen en el sistema se aplicaron las siguientes expresiones:

- Pérdidas por calentamiento de los materiales.

$$\dot{Q}_{acc} = \dot{m}_{ac} \cdot c_{p_{ac}} \cdot \Delta T_{ac}$$

- Pérdidas en la salida de gases de combustión.

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot \bar{c}_p \cdot \overline{\Delta T}$$

- Pérdidas por Radiación:

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_s (T_f^4 - T_{amb}^4)$$

- Pérdidas por convección:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} \cdot A_s (T_f - T_{amb})$$

Para el análisis energético se requiere contar con los datos de las masas, áreas y volúmenes del acumulador, ya que se deben considerar las distintas pérdidas de calor que se presentan (conducción, radiación y convección). A continuación se detallan los datos de los distintos componentes del acumulador:

Tabla 19
Datos obtenidos del ensayo

BALANCE DE ENERGÉTICO DEL ACUMULADOR			
DESCRIPCIÓN DE LAS PÉRDIDAS	SIN AISLAMIENTO	CON AISLAMIENTO	%
Pérdidas de Convección [W]	83.52	15.86	5.48%
Pérdidas por Radiación [W]	416.49	65.39	27.21%
Pérdidas por Calentamiento [W]	19.44	19.44	1.40%
Pérdidas por gases de Combustión [W]	2429.90	2429.90	44.88%
Otras	128.99	128.99	2.00%
TOTAL	3078.34	2659.58	80.98%

- Calor Generado en el Proceso:

Calor Generado (W) 5159.80 W (100%)

- Eficiencia del Sistema Térmico:

Calor Útil (W) 2081.46 W (40.3%)

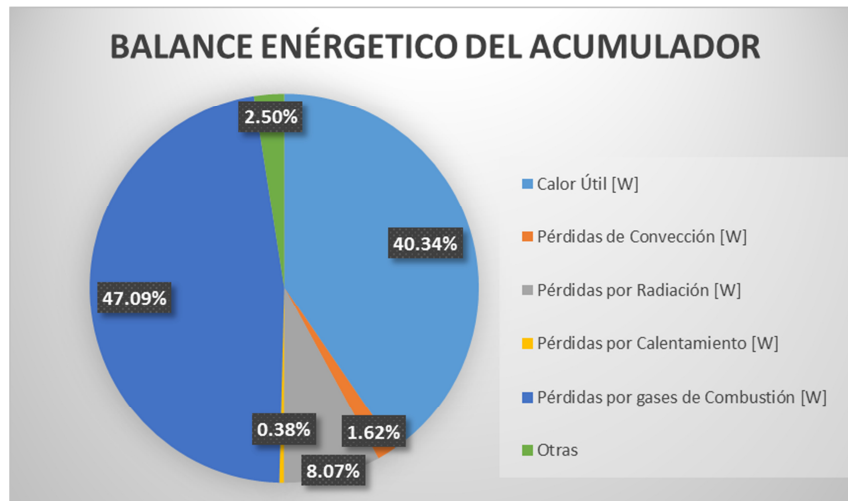


Figura 89. Balance Térmico del Acumulador.

La prueba del acumulador como se mencionó anteriormente, fue realizada con un recubrimiento parcial de aislamiento. Se ha realizado una simulación de las pérdidas de convección y radiación considerando un recubrimiento total de aislamiento. El Calor Útil Potencial ha sido estimado en función de los valores de temperatura registrados en la prueba de funcionamiento, este valor podría registrar menores valores y de esta manera aumentar la eficiencia del sistema, el valor proyectado considerando las temperaturas registradas con el aislamiento térmico instalado en el acumulador sería:

Calor Útil Potencial (con mejoras en el aislamiento): 2500.22 W (48.3%)

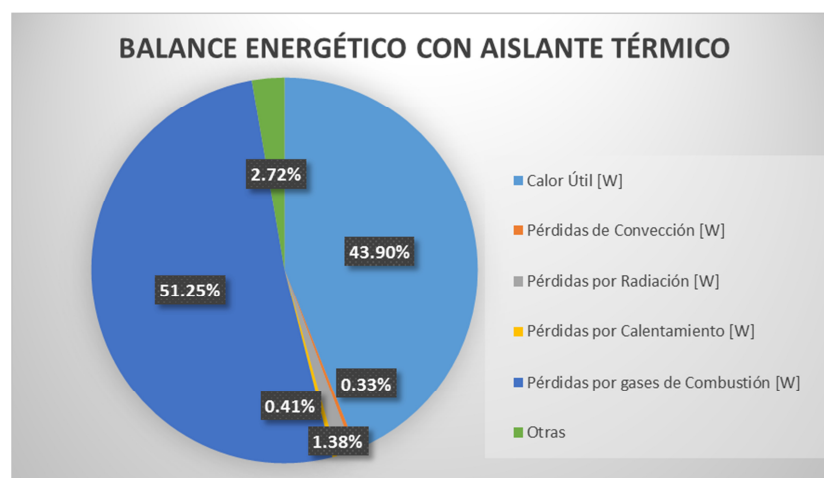


Figura 90. Balance Térmico considerando Aislamiento Térmico.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

La disponibilidad del recurso solar en el Ecuador es muy alta debido a su ubicación geográfica, al estar situados en la mitad del planeta, este recurso tiene un carácter de permanente y de muy poca variabilidad en el año. La energía solar, es un recurso renovable, limpio y sus aplicaciones permiten contribuir a mitigar los efectos del cambio climático en el mundo. El uso de energía solar contribuye a la reducción de gases de efecto invernadero y a la diversificación de la matriz energética.

El uso de tecnologías amigables con el ambiente, demanda no solo de decisiones técnicas, sino también de un marco regulatorio y una legislación que incentive el uso de estas tecnologías. Un limitante un grande para el desarrollo de tecnologías alternativas con miras al aprovechamiento de energía térmica, son los subsidios que mantienen a los combustibles de origen fósil. Esto conlleva a que los dichos combustibles tengan una ventaja sustancial y no se visualice realmente el alto impacto económico que representan estos. Las tecnologías alternativas tendrían un mayor campo de acción si no existieran subsidios a combustibles de origen fósil.

Los sistemas solares de concentración térmica y sus sistemas de acumulación deben ser comparados económica y financieramente con costos reales (sin subsidios) a precios internacionales.

El desarrollo de infraestructura nacional o local para la implementación de nuevas e innovadoras tecnologías tiene un campo limitado o escaso, a pesar que se cuenta con recurso humano, técnico y económico para desarrollar tecnologías e implementar soluciones de alta calidad.

En sistemas de concentración de energía solar térmica pueden ser acoplados sistemas de almacenamiento o acumulación, lo cual incrementa la disponibilidad de energía y mejora los procesos de arranque y paradas en los sistemas térmicos. Por lo tanto, los sistemas de concentración de energía solar térmica, pueden ser ampliamente utilizados como energía auxiliar en procesos que contengan uso de combustibles de origen fósil.

Los sistemas de acumulación de energía térmica, tienen varias ventajas en comparación con tecnologías de almacenamiento mecánicas o químicas. Estos generalmente tienen menores costos de capital en comparación con otras tecnologías de almacenamiento, así como muy altas eficiencias operativas.

Durante el desarrollo del Sistema de Acumulación de la presente investigación, los materiales utilizados fueron seleccionados con base a consideraciones técnicas y disponibilidad del mercado.

Las temperaturas máximas registradas en los gases de combustión a la entrada y salida del sistema fueron de 203.7 °C y 126.8 °C respectivamente.

En la prueba operacional realizada, se registra una potencia promedio de 5190,8 W proporcionada por el sistema de combustión, utilizando gas licuado de petróleo.

Luego de haber transcurrido 310 minutos de la prueba operacional, la temperatura en la cámara de vapor alcanza aproximadamente los 85 °C. Adicionalmente, a partir de este instante se proyecta una estabilización del sistema y permite un incremento superior a la temperatura del vapor.

Las temperaturas máximas registradas en la parte superior de la cámara de vapor correspondiente a los puntos de medición 4 y 5; sin aislamiento y con aislamiento respectivamente alcanzan los 110 °C y 41.8 °C respectivamente.

La velocidad promedio registrada a la salida de los gases de combustión es de 12,52 m/s, tomando en consideración el diámetro de la tubería de salida de los gases, se determina una un flujo másico promedio de 0.012 Kg/s.

El calor útil calculado con base a las temperaturas registradas en la prueba operacional del acumulador térmico es de 2081.46 W, el cual representa una eficiencia del 40,3%. Las mayores pérdidas de calor se registran por radiación y gases de combustión, siendo estos de 416.49 W y 2499.90 W respectivamente.

Potencialmente se podría alcanzar un eficiencia de alrededor del 48.5%, el caso de que el acumulador esté totalmente aislado, con lo cual las pérdidas disminuirían alrededor de un 8.12%.

La eficiencia del sistema de acumulación depende directamente de los materiales utilizados. Se pueden obtener materiales con mejores propiedades, sin embargo, estos demandan de mayor capital para su construcción.

La eficiencia del sistema de acumulación térmica dependerá considerablemente de la calidad del aislamiento térmico aplicado y del mantenimiento o reposición que se realice.

La demanda de energía en nuestro país y a nivel mundial, es un problema latente ya que está se incrementa gradualmente, el uso de tecnologías que aprovechen recursos renovables se vuelve indispensable para el futuro. Los sistemas de Energía Solar Concentrada (CSP), y sus sistemas de almacenamiento, podrán convertirse en una solución para procesos de transformación de energía y procesos de producción.

RECOMENDACIONES

Para pruebas de operativas de futuros sistemas de acumulación térmica, se recomienda realizarlos en zonas donde la influencia del viento sea menor, y no representen pérdidas de calor considerables.

Se recomienda realizar las pruebas operativas de sistemas similares, identificando posibles riesgos de seguridad física, ya que los fluidos de trabajo presentan altas temperaturas y presiones, además de utilizar combustibles inflamables.

Durante la operación del sistema, se recomienda elaborar un manual de operación y mantenimiento, considerando las condiciones nominales del sistema. Las inspecciones visuales en el interior de la cámara de vapor son importantes para verificar el estado del intercambiador de calor por lo que recomendamos se incluya en el manual de operación y mantenimiento.

Se recomienda implementar un sistema de control automático con registro de eventos y alarmas para el acumulador térmico, el cual debe estar interconectado con la Central Solar.

REFERENCIAS

- [1] www.conelec.gob.ec
- [2] Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes
- [3] Reglamento de Equipos a Presión, ITCEP-I Capítulo II Artículo 3
- [4] Heat handbook, John Wiley & Sons
- [5] Holman, J., Transferencia de Calor, Quinta edición, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México, 1992.
- [6] PITTS D., Teoría y Problemas de Transferencia de Calor, Primera Edición, Editorial McGraw Hill Latinoamericana, S.A., Bogotá, 1979.
- [7] Incropera, P., Fundamentos de transferencia de calor, Cuarta edición, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, S.A, México, 1999.
- [8] Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: Termodinámica. Mc Graw-Hill, 1996.
- [9] DATOS EXPERIMENTALES DEL ING. JOSE GUASUMBA, ESPE
- [10] MEGYESY Eugene, Pressure Vessel Handbook, Pressure Vessel Publishing 2001
- [11] Spiegel, R., Matemáticas superiores para Ingenieros y Científicos, Primera Edición, Editorial McGraw Hill INC, México, 1975.
- [12] Geankopolis, J., Transport Processes and Unit Operations, Third Edition, Editorial Prentice Hall, New Jersey, 1943.
- [13] Faires, V., Thermodynamics, Sixth Edition, Macmillan Publishing Co., Inc, New York, 1970.
- [14] Howell, J., Principios de termodinámica para Ingenieros, Primera Edición, Editorial McGraw Hill, México, 1990.
- [15] Kiseliyov, A., Problemas de ecuaciones diferenciales ordinarias, Segunda Edición, Sao Paulo, 1985.
- [16] Bronson, R., Teoría y Problemas de Ecuaciones diferenciales Modernas, Primera Edición, Editorial McGraw Hill, México, 1976.
- [17] Jakob, M., Elements of Heat Transfer and insulation, Second Edition, USA, 1950.
- [18] Cengel, Y., Termodinámica, Quinta Edición, Editorial McGraw Hill, México, 2006.
- [19] Madrid, A. Energía Solar Térmica y de Concentración: Manual Práctico de Diseño, Instalación y Mantenimiento, Primera Edición, AMV Ediciones, 2009.

- [20] Kuravi, S., Trahan, J., Goswami, Y., Rahman, M., Stefanakos, E., Thermal Energy Storage Technologies and Systems for Concentrating Solar Power Plants, Clean Energy Research Center, University of South Florida, 4202 E. Fowler Ave., ENB 118, Tampa, FL 33620, USA, Elsevier: Progress in Energy and Combustion Science 39 (2013) 285e319, 2013.
- [21] Herrmann U, Kearney DW. Survey of thermal energy storage for parabolic trough power plants. Journal of Solar Energy Engineering 2002.
- [22] Herrmann U, Kelly B, Price H. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. Energy 2004.
- [23] Barlev D, Vidu R, Stroeve P. Innovation in concentrated solar power. Solar Energy Materials and Solar Cells 2011.
- [24] Gil A, Medrano M, Martorell I, Lázaro A, Dolado P, Zalba B, et al. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 e concepts, materials and modellization. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010.
- [25] International Renewable Energy Agency (IRENA). Renewable energy technologies: cost analysis series e concentrating solar power 2012.
- [26] Llorente Garcia I, Álvarez JL, Blanco D. Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: comparison to operating plant data. Solar Energy 2011.
- [27] Ma Z, Glatzmaier G, Turchi C, Wagner M. Thermal energy storage performance metrics and use in thermal energy storage design. Colorado: ASES World Renewable Energy Forum Denver; 2012.
- [28] Price H, Kearney D. Reducing the cost of energy from parabolic trough solar power plants. In: International solar energy conference Hawaii Island, Hawaii, 2003.
- [29] Ho CK. Software and codes for analysis of concentrating solar power technologies. SAND2008-8053. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 2008.
- [30] Gilman P, Blair N, Mehos M, Christensen C, Janzou S. Solar Advisor Model user guide for version 2.0. NREL/TP-670-43704 2008.
- [31] Klein SA, Beckman WA, Duffie JA. TRNYSYS e a transient simulation program. ASHRAE Transactions 1976.
- [32] Lippke F. Simulation of the part-load behavior of a 30 MWe SEGS plant. SAND95-1293. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories; 1995.

- [33] Patnode A. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. Madison: University of Wisconsin; 2006.
- [34] Adinberg R. Simulation analysis of thermal storage for concentrating solar power. Applied Thermal Engineering 2011.
- [35] Arahal MR, Cirre CM, Berenguel M. Serial grey-box model of a stratified thermal tank for hierarchical control of a solar plant. Solar Energy 2008.
- [36] Powell KM, Edgar TF. Modeling and control of a solar thermal power plant with thermal energy storage. Chemical Engineering Science 2012.
- [37] Madaeni SH, Sioshansi R, Denholm P. How thermal energy storage enhances the economic viability of concentrating solar power. Proceedings of the IEEE 2011.
- [38] Kenisarin MM. High-temperature phase change materials for thermal energy storage. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010.
- [39] Zalba B, Marin JM, Cabeza LF, Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. Applied Thermal Engineering 2003.
- [40] Laing D, Steinmann WD, FiB M, Tamme R, Brand T, Bahl C. Solid media thermal storage development and analysis of modular storage operation concepts for parabolic trough power plants. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 2008.
- [41] Buschle J, Steinmann WD, Tamme R. Analysis of steam storage systems using Modelica. The Modelica Association; 2006.
- [42] Schmitt R, Rommler M, Steinmann WD, Tamme R. High performance PCMgraphite heat storage systems for solar process heat. ASME Conference Proceedings 2009.
- [43] Porisini FC. Salt hydrates used for latent heat storage: corrosion of metals and reliability of thermal performance. Solar Energy 1988.
- [44] Cabeza LF, Badia F, Illa J, Roca J, Mehling H, Ziegler F. Corrosion experiments on salt hydrates used as phase change materials in cold storage. In: IEA ECES IA annex 17 Kick-off workshop. 2001.
- [45] Heine D, Groll M, Heess F. Physical and chemical properties of phase change materials for application in solar tower and solar farm plants. Electric Power Research Institute (report) EPRI EA 1979.
- [46] Bradshaw RW, Goods SH. Corrosion of alloys and metals molten nitrates 2000. Alberbeque, NM, SAND2000-8727.

- [47] Bradshaw RW, Goods SH. Corrosion resistance of stainless steels during thermal cycling in alkali nitrate molten salts. SAND2001-8518 2001.
- [48] Skumanich A. CSP: developments in heat transfer and storage materials. Available: <http://www.renewableenergyfocus.com/view/17095/csp-developments-in-heat-transfer-and-storage-materials/>; 2010.
- [49] Tamme R. Thermal energy storage for industrial applications. In: Presentation: storage for industrial applications IEA workshop. 2011.
- [50] Van Lew JT, Li P, Chan CL, Karaki W, Stephens J. Analysis of heat storage and delivery of a thermocline tank having solid filler material. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 2011.
- [51] Bai F, Xu C. Performance analysis of a two-stage thermal energy storage system using concrete and steam accumulator. Applied Thermal Engineering 2011.
- [52] Shabgard H, Bergman TL, Sharifi N, Faghri A. High temperature latent heat thermal energy storage using heat pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer 2010.
- [53] Nithyanandam K, Pitchumani R. Analysis and optimization of a latent thermal energy storage system with embedded heat pipes. International Journal of Heat and Mass Transfer 2011.
- [54] Hänchen M, Brückner S, Steinfeld A. High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks e heat transfer analysis and experimental validation. Applied Thermal Engineering 2011.
- [55] O'Brien P, Pye J. Exergetic analysis of a steam-flashing thermal storage system. In: Proceedings of Solar2010, 48th AuSES conference. Canberra, Australia; 2010.
- [56] Agyenim F, Hewitt N, Eames P, Smyth M. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). Renewable and Sustainable Energy Reviews 2009.
- [57] Seeniraj RV, Velraj R, Lakshmi Narasimhan N. Thermal analysis of a finnedtube LHTS module for a solar dynamic power system. Heat and Mass Transfer 2002.
- [58] El Qarnia H. Numerical analysis of a coupled solar collector latent heat storage unit using various phase change materials for heating the water. Energy Conversion and Management 2009.

- [59] Bejan A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes. New York: CRC Press; 1996.
- [60] Ereǵ A, Dincer I. A new approach to energy and exergy analyses of latent heat storage unit. *Heat Transfer Engineering* 2009.
- [61] Rosen M. Second-law analysis: approaches and implications. *International Journal of Energy Research* 1999.
- [62] Aceves SM, Nakamura H, Reistad GM, Martinez-Frias J. Optimization of a class of latent thermal energy storage systems with multiple phase-change materials. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1998.
- [63] Dinter F, Geyer M, Tamme R. Thermal energy storage for commercial applications. Springer Verlag; 1991.
- [64] Robak CW, Bergman TL, Faghri A. Economic evaluation of latent heat thermal energy storage using embedded thermosyphons for concentrating solar power applications. *Solar Energy* 2011.
- [65] Slocum AH, Codd DS, Buongiorno J, Forsberg C, McKrell T, Nave J-C, et al. Concentrated solar power on demand. *Solar Energy* 2011.
- [66] Oro E, Gil A, de Gracia A, Boer D, Cabeza LF. Comparative life cycle assessment of thermal energy storage systems for solar power plants. *Renewable Energy* 2012.
- [67] Burkhardt Iii JJ, Heath G, Turchi C. Life cycle assessment of a model parabolic trough concentrating solar power plant with thermal energy storage. *ASME Conference Proceedings* 2010.
- [68] Giuliano S, Buck R, Eguiguren S. Analysis of solar-thermal power plants with thermal energy storage and solar-hybrid operation strategy. *Journal of Solar Energy Engineering* 2011.