



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

**ACUMULACIÓN TÉRMICA PARA UN SISTEMA SOLAR DE CALEFACCIÓN
ACTIVO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JAVIER ANDRES NACIF HARTLEY

SANTIAGO DE CHILE
ABRIL 2011



**UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA**

**ACUMULACIÓN TÉRMICA PARA UN SISTEMA SOLAR DE CALEFACCIÓN
ACTIVO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JAVIER ANDRES NACIF HARTLEY

**PROFESOR GUÍA:
ROBERTO ROMÁN LATORRE**

**MIEMBROS DE LA COMISION:
RODRIGO PALMA BEHNKE
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ**

**SANTIAGO DE CHILE
ABRIL 2011**



Universidad de Chile
Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas
Departamento de Ingeniería Mecánica



ME69F - Trabajo de Título

Acumulación térmica para un sistema solar de calefacción activo

Alumno:
Javier Nacif H.

Profesor Guía:
Roberto Román L.

Profesor Co-Guía:
Rodrigo Palma B.

Profesor Integrante:
Ramón Frederick G.

Santiago, Abril 2011

RESUMEN

La energía solar es un recurso dependiente del tiempo. Los requerimientos de energía también son dependientes del tiempo, pero muchas veces no coinciden con la disponibilidad del recurso solar. De aquí nace la necesidad de usar sistemas de almacenamiento de energía.

Una aplicación de particular interés en los sistemas solares es la calefacción de viviendas. En estos sistemas la demanda está desfasada con la abundancia del recurso solar por lo que requieren de un sistema de almacenamiento.

El objetivo general de este trabajo es aportar a la investigación y desarrollo de los sistemas de almacenamiento de energía solar térmica aplicados a calefacción de recintos, dando particular énfasis a los sistemas de lecho de material encapsulado. El trabajo se enmarca en el proyecto GeVi (Generador Virtual), el cual pretende suplir, por medio de energías renovables no convencionales, gran parte de las necesidades energéticas del poblado de Huatacondo, ubicado en la Región de Tarapacá, Chile. Entre estas necesidades se considera brindar calefacción a una vivienda por medio de energía solar.

Se hace un estudio detallado del estado del arte de la acumulación solar térmica para calefacción de recintos, para luego realizar un diseño y construcción de un acumulador para una vivienda del poblado de Huatacondo. Este acumulador almacena la energía en un lecho de agua encapsulada.

Se estudia por medio de un modelo la transferencia de calor en el acumulador fabricado y finalmente se le realizan ensayos en un modulo experimental que valida el modelo teórico aplicado. Los ensayos realizados concluyen que el modelo aplicado predice de manera satisfactoria el comportamiento térmico del acumulador diseñado, sin embargo existen ciertas diferencias que se deben a supuestos inexactos tomados en el modelo y a dificultades en la toma de medidas. El acumulador estudiado presenta un alto grado de estratificación, bajas pérdidas térmicas, alta capacidad de almacenamiento por unidad de volumen, se puede implementar con un colector solar de aire, tiene un costo económico relativamente bajo y es de fácil construcción e implementación. Estas características lo hacen favorable frente a otras alternativas de acumulación térmica para calefacción, tales como acumulación en tanque de agua, en materiales con cambio de fase y lecho de rocas.

A futuro se sugiere que se realice un estudio del comportamiento del sistema completo de calefacción, considerando el acumulador, el colector solar y el recinto a calefaccionar como elementos interdependientes.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi familia, a los profesores de la comisión, al Centro de Energía de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile, a Juan Antesala, Vladimir Ovalle, Cristián Guaquín, Francisco Solís y a toda la gente que colaboró con botellas desechables, en especial a Paula Rodríguez, Claudia Quinteros y Francisco Cortés.

ÍNDICE

1	Introducción	1
1.1	Antecedentes generales	1
1.2	Motivación	1
1.3	Objetivos	3
1.3.1	Objetivo General	3
1.3.2	Objetivos específicos	3
1.4	Limitaciones	3
2	Antecedentes	5
2.1	Aspectos Generales de la Acumulación	5
2.2	Medios de almacenamiento	6
2.3	Almacenamiento de energía Térmica	8
2.3.1	Almacenamiento por calor sensible en agua	10
2.3.2	Almacenamiento en lecho de material encapsulado	19
2.3.3	Almacenamiento por medio de materiales con cambio de fase	29
2.3.4	Comparación entre distintos sistemas de almacenamiento	34
2.4	Almacenamiento estacional	35
2.5	Sistemas Pasivos	37
2.6	Ubicación del sistema de acumulación	38
2.7	Caracterización de Hutacondo	38
3	Análisis del Problema	40
4	Solución Propuesta	41
5	Dimensionamiento	43

5.1	Energía a acumular	43
5.1.1	Dimensionamiento según Método de los Grados-Día	43
5.1.2	Dimensionamiento según características del colector	44
5.2	Numero de capas del acumulador.....	45
5.3	Distancia entre botellas.....	45
6	Modelo de Transferencia de Calor	48
6.1	Coeficiente de convección.....	49
6.2	Pérdida de Carga	52
7	Resultados de modelo Teórico	54
7.1	Carga	54
7.1.1	Temperaturas	54
7.1.2	Energía.....	55
7.1.3	Coeficiente convectivo	56
7.1.4	Número de Reynolds	56
7.1.5	Pérdida de carga	56
7.2	Descarga.....	56
7.2.1	Temperaturas	56
7.2.2	Energía.....	58
7.2.3	Coeficiente convectivo	58
7.2.4	Número de Reynolds	58
7.2.5	Pérdida de carga.....	58
8	Construcción del sistema de acumulación	59
9	Modulo experimental.....	62
9.1	Metodología	62
9.1.1	Alimentacion del acumulador.....	62
9.1.2	Medidas.....	66

10	Resultados del modulo experimental.....	69
10.1	Medición 1 (Carga Flujo de 59,3 [m ³ /h]).....	69
10.1.1	Botellas.....	70
10.1.2	Aire.....	71
10.1.3	Comparacion de mediciones con modelo teórico.....	73
10.2	Medición 2 (Carga con flujo de 118,6 [m ³ /h]).....	76
10.2.1	Botellas.....	77
10.2.2	Aire.....	78
10.2.3	Comparacion de mediciones con modelo teórico.....	80
10.3	Medición 3 (Descarga con flujo de 98,8 [m ³ /h]).....	83
10.3.1	Botellas.....	84
10.3.2	Aire.....	86
10.3.3	Comparacion de mediciones con modelo teórico.....	89
10.4	Pérdida de Carga.....	92
11	Discusión.....	95
11.1	Diseño.....	95
11.2	Modelo Teórico.....	95
11.3	Modulo Experimental.....	97
12	Conclusiones.....	100
13	Referencias.....	102
14	Anexos.....	103

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1: Esquema de conexión entre colector, acumulador y demanda.	5
Figura 2-2: Esquema de almacenamiento alternativo. Fuente [1].....	8
Figura 2-3: Un sistema típico que utiliza un tanque de agua como almacenamiento. Al agua que circula a través del colector se le adhiere energía y la que circula a través de la demanda se le remueve energía. Fuente[2].	11
Figura 2-4: Almacenamiento sin estratificación de masa m operando a la temperatura dependiente del tiempo T_s a temperatura ambiente T_A' . Fuente [2].....	12
Figura 2-5: Tanque hipotético de 5 nodos, donde $T_{s,2} > T_{c0} > T_{s,3}$. Se puede considerar que el agua entrante llega directamente al nodo 3 o bien se puede distribuir entre los nodos 1, 2 y 3. Fuente [2].	15
Figura 2-6: Tanque de almacenamiento de agua estratificado de 3 nodos. Fuente [2].....	16
Figura 2-7: Almacenamiento de lecho de rocas de flujo vertical. Fuente [3].....	19
Figura 2-8: Esquema de carga y descarga de calor en los sistemas de almacenamiento de lecho de rocas. Fuente [4].....	20
Figura 2-9: Unidad de almacenamiento de lecho compacto. Fuente [1].....	20
Figura 2-10: Distribución de temperaturas en un almacenamiento de lecho de rocas durante la carga con aire a temperatura de entrada constante. Fuente [2].....	22
Figura 2-11: Registro de temperatura en un lecho de rocas de Colorado State University House II, durante la carga y la descarga. Fuente [3].....	23
Figura 2-12: Acumulador de lecho de rocas dividido en N segmentos. Fuente [2].....	26
Figura 2-13: Comparación de capacidad de almacenamiento entre materiales con cambio de fase y materiales clásicos para el almacenamiento de energía térmica.	34
Figura 2-14: Variación del fracción anual de demanda calor satisfecha por energía solar en un aplicación de calefacción de espacios con la capacidad de almacenamiento por área de colector. Fuente [2].	35
Figura 2-15: Radiación solar normalizada por la radiación anual promedio en las ciudades de Punta Arenas y Calama. Fuente RETscreen.	37
Figura 2-16: Sección de un muro acumulador con vidrio y una superficie absorbente de energía. Fuente [2].	38

Figura 2-17: Huatacondo, Región de Tarapacá, Chile.....	39
Figura 4-1: Esquema de la configuración del acumulador de agua encapsulada durante su carga. .	42
Figura 4-2: Esquema de la instalación y flujos para carga y descarga del acumulador.....	42
Figura 6-1: Esquema de volumen de control utilizado para la transferencia de calor.....	48
Figura 6-2: Definiciones de los espaciamientos longitudinal (S_L), transversal (S_T) y diagonal (S_D) para distribuciones de banco de tubos cruzadas.	51
Figura 6-3: Definiciones de los espaciamientos longitudinal (S_L), transversal (S_T) y diagonal (S_D) para distribuciones de banco de tubos en línea.	51
Figura 7-1: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.	54
Figura 7-2: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.	55
Figura 7-3: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.....	57
Figura 7-4: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.	57
Figura 8-1: Fotografía del acumulador construido. Se encuentra sin todas las botellas y sin las tapas lateral y superior.	60
Figura 8-2: Detalle de la apertura superior del acumulador construido. Se encuentra sin las tapas lateral y superior.	60
Figura 8-3: Detalle de la tapa lateral y la tapa superior del acumulador construido.....	61
Figura 9-1: Acumulador con el sistema completo de toma de mediciones.....	63
Figura 9-2: Sistema calefactor.	64
Figura 9-3: Fuente de corriente continua utilizada para alimentar el ventilador del calefactor.....	64
Figura 9-4: Detalle de instalación de ventilador y resistencias en el calefactor.	65
Figura 9-5: Detalle de banco de resistencias al interior del calefactor.	65
Figura 9-6: Variac utilizado para alimentar el banco de resistencias del sistema calefactor.	66
Figura 9-7: Sistema de adquisición de datos.	68
Figura 10-1: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$	70
Figura 10-2: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$	71
Figura 10-3: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$	72
Figura 10-4: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$	72

Figura 10-5: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición con flujo de aire de 59,3[m ³ /h].	73
Figura 10-6: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 59,3[m ³ /h].	74
Figura 10-7: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 59,3[m ³ /h].	75
Figura 10-8: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de medición con flujo de aire de 59,3[m ³ /h].	76
Figura 10-9: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6 [m ³ /h].	77
Figura 10-10: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	78
Figura 10-11: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	79
Figura 10-12: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	79
Figura 10-13: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	80
Figura 10-14: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	81
Figura 10-15: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	82
Figura 10-16: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de medición con flujo de aire de 118,6[m ³ /h].	83
Figura 10-17: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	85
Figura 10-18: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	85
Figura 10-19: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	86
Figura 10-20: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19 Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	87

Figura 10-21: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].....	88
Figura 10-22: Potencia entregada al aire durante la descarga del acumulador con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].....	89
Figura 10-23: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	90
Figura 10-24: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	91
Figura 10-25: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de la descarga con flujo de aire de 98,8 [m ³ /h].	92

1 INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES GENERALES

La energía solar como recurso es dependiente del tiempo, la radiación del sol es distinta cuando es mediodía o atardecer, si hay nubes en el cielo o está despejado, o si bien es un día de verano o invierno. Asimismo los requerimientos de energía también son dependientes del tiempo, pero muchas veces no coinciden con la disponibilidad del recurso solar. Es aquí donde nace la necesidad de ocupar sistemas de almacenamiento de energía, que nos permitan guardar la energía obtenida durante los periodos de abundancia del recurso y ocuparla durante los periodos en que la demanda es abundante pero el recurso no lo es. Así, los sistemas de almacenamiento proveen al sol la capacidad de alimentar demandas que sin almacenamiento no sería posible abastecer y a los sistemas colectores de obtener energía que sin almacenamiento no sería necesaria. Por lo que el uso de sistemas de almacenamiento es crucial a la hora de evaluar sistemas con energía solar ya que influye directamente en la eficiencia y operación del sistema solar como conjunto y en cada una de las unidades que lo componen: el colector, la demanda, el sistema auxiliar de energía, los sistemas de control y los sistemas de conversión de energía.

Una aplicación de particular interés en los sistemas solares es la calefacción de viviendas, ya que es una necesidad muy presente en nuestra sociedad y el uso del sol como fuente para abastecer esta necesidad energética no presenta mayores complicaciones tecnológicas, en comparación a otras aplicaciones solares.

Las instalaciones de calefacción solar requieren de un sistema de acumulación ya que la demanda de calefacción, claramente es mayor cuando hay ausencia de sol y viceversa. Por lo que un estudio detallado de los sistemas de acumulación de energía solar térmica aplicados a calefacción es menester.

1.2 MOTIVACIÓN

El presente trabajo de título se enmarca dentro del proyecto GeVi (Generador Virtual). Este proyecto pretende suplir, por medio de energías renovables no convencionales, gran parte de

las necesidades energéticas del poblado de Huatacondo, ubicado a 230 km al sureste de Iquique en la Región de Tarapacá, Chile.

Entre los diversos desafíos que presenta el proyecto GeVi, uno de estos es brindar calefacción a una vivienda por medio de energía solar, y es aquí donde el presente trabajo adquiere un sentido más práctico, ya que estudia y resuelve el problema de diseño y dimensionamiento de un acumulador de energía solar térmica aplicado a la calefacción de aire, para una vivienda en particular del poblado de Huatacondo.

Una resolución adecuada del problema de diseño y dimensionamiento del acumulador no es posible sin un acabado conocimiento tanto del problema que se pretende resolver, como de los diversos sistemas de acumulación aplicados a calefacción.

La decisión del tipo de acumulador a utilizar debe ser una decisión tomada en base a tres aristas. La primera se refiere a conocer los factores relevantes del lugar que se busca calefaccionar, determinando sus características climáticas, su radiación solar y las características térmicas de la vivienda. La segunda arista se refiere a conocer tanto las restricciones económicas del proyecto, como las restricciones de espacio de la vivienda. La tercera y última arista, a considerar en la decisión del tipo de acumulador, se refiere a tener un amplio conocimiento de los tipos de acumuladores utilizados en calefacción, teniendo en cuenta tanto sus características particulares como sus ventajas y desventajas, para así poder determinar qué acumulador es más conveniente para las restricciones particulares de la vivienda de Huatacondo.

Por otro lado, el dimensionamiento del acumulador requiere tanto del conocimiento del problema en particular como del desarrollo y la aplicación de un modelo acorde al tipo de acumulador que se decide utilizar. En este punto es importante mencionar que el modelo aplicado debe estar acorde a los requerimientos de diseño y a la información disponible, también debe ser replicable sin mayores dificultades y el modelo debe estar validado por medio de una experiencia de laboratorio.

Por lo que si bien, este trabajo, por un lado busca resolver el problema particular de la vivienda de Huatacondo, también busca entregar un aporte al estudio de los sistemas de acumulación de energía solar térmica aplicado a calefacción de viviendas, entregando una revisión extensa de estos sistemas y el desarrollo de un modelo para dimensionar el tipo de acumulador escogido.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Aportar al conocimiento de los sistemas de almacenamiento de energía solar térmica aplicados a calefacción de corto plazo (no más de 3 a 4 días de capacidad de acumulación).

El trabajo se orienta a entregar una metodología de diseño aplicable a un sistema que brinde calefacción en el poblado de Huatacondo, en el marco de los trabajos propuestos por el proyecto GeVi.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudiar las alternativas de acumulación de energía solar térmica de corto plazo. En particular acumulación en estanques de agua; lechos de rocas porosas y sistemas de agua encapsulada.
- Estudiar las condiciones climáticas de Huatacondo y en función de éstas, determinar el modelo de acumulación más adecuado para viviendas ubicadas en ese lugar.
- Desarrollar y estudiar un modelo teórico de intercambio de calor y masa para el modelo de acumulador escogido. En función del modelo, optimizar el diseño.
- Dimensionar y construir un acumulador prototipo de acuerdo a los resultados del modelo térmico desarrollado. Además este acumulador prototipo persigue fines académicos.
- Realizar ensayos en el acumulador prototipo. En base a los ensayos, verificar que el modelo térmico aplicado a la transferencia de calor, predice el comportamiento del acumulador de manera satisfactoria.

1.4 LIMITACIONES

Existen sistemas pasivos de energía solar, estos sistemas utilizan la estructura de las construcciones como medio para captar y almacenar la energía solar. En general en estos sistemas los muros cumplen la doble función de ser colectores y acumuladores de energía solar.

Dada la latitud del poblado de Huatacondo ($-20,9^{\circ}$), la aplicación de sistemas pasivos no es recomendable para el proyecto GeVi. Esto se debe a que el elemento captor debería ser la techumbre, lo cual acarrea problemas estructurales y de transporte de calor.

Por lo que si bien, se realizará una descripción los sistemas pasivos de acumulación, su estudio no se llevará a cabo con la profundidad que estudian los sistemas de acumulación para instalaciones solares activas.

Por otro lado, existen sistemas de acumulación en que el periodo de acumulación no está en la escala de los días, sino que más bien responden a escalas estacionales, es decir, son capaces de acumular energía solar disponible en el verano y entregarla durante el invierno, a esto se le llama acumulación estacional y será abordado desde una perspectiva muy general, ya que dada la latitud en que ubica Huatacondo, las variaciones del recurso solar entre la estaciones de invierno y verano no son suficientes como para que un sistema de acumulación estacional sea factible.

2 ANTECEDENTES

2.1 ASPECTOS GENERALES DE LA ACUMULACIÓN

Tanto la energía que se recibe del sol como la demanda calor son magnitudes que fluctúan en el tiempo. Es muy usual que los requerimientos de consumo se produzcan cuando no se dispone de suficiente radiación (ej. muy de madrugada antes de la salida del sol). Por tanto, con el objeto de aprovechar al máximo la energía solar, se hace necesario disponer de un depósito donde se acumule energía térmica que posteriormente se destina a la demanda, con el fin de satisfacer las demandas a cualquier hora del día. A este depósito se le llama acumulador. En el caso de que la salida del conjunto colector exceda rara vez la demanda, se puede prescindir de la unidad de acumulación [5].

Los sistemas solares se pueden clasificar en sistemas activos y sistemas pasivos. Los sistemas activos son aquellos que utilizan dispositivos mecánicos o eléctricos especialmente diseñados para la colección de la energía solar. Mientras que en los sistemas pasivos se utiliza la estructura de las construcciones como medio para captar y almacenar la energía solar.

En el caso de los sistemas activos los acumuladores van directamente conectados al colector de energía solar y el colector a su vez puede o no estar directamente conectado a la demanda (Ver Figura 2-1).

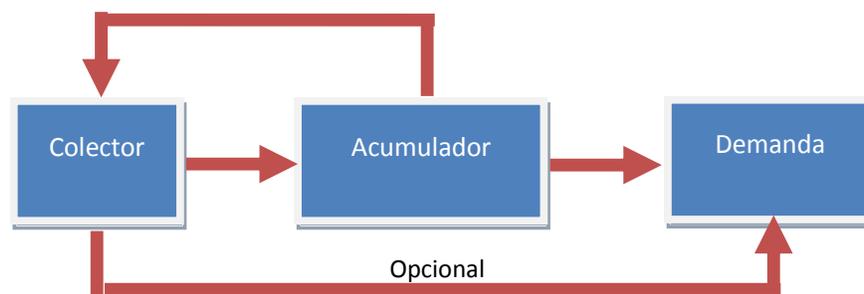


Figura 2-1: Esquema de conexión entre colector, acumulador y demanda.

Los parámetros básicos que permiten definir el depósito de almacenamiento son:

- La duración del almacenamiento

- La cantidad de energía a almacenar
- La temperatura deseada en el sistema receptor de la energía, que viene condicionada por la utilización de esta energía [1].

A la hora de evaluar la capacidad óptima del sistema de almacenamiento para un proceso que requiera de energía solar, existen diversos factores que influyen, estos son:

- La dependencia del tiempo de la disponibilidad de radiación solar esperada.
- La naturaleza de la demanda esperada de calor, es decir, de qué forma se va a entregar el calor a la demanda y la variación de ésta en el tiempo.
- El grado de confiabilidad que se necesita en el proceso.
- La manera en que se suministra la energía auxiliar y su disponibilidad.
- Un análisis económico que determine cuánto de la energía anual debe ser suministrada por el sol y cuánto por el sistema auxiliar [2].

Por otro lado, es posible clasificar los sistemas de almacenamiento según su tiempo de almacenamiento en:

- Acumulación a plazo corto: Son aquellos sistemas de almacenamiento capaces de acumular energía por periodos del orden de los días o las horas.
- Acumulación de larga duración o estacional: Son aquellos sistemas de almacenamiento capaces de acumular energía por periodos del orden de los meses, generalmente acumulan energía del verano para el invierno.

2.2 MEDIOS DE ALMACENAMIENTO

Al observar el almacenamiento de energía desde una perspectiva general, la energía almacenada se puede encontrar de diversas formas. Estas son:

- Calor sensible: El calor almacenado aumenta la temperatura de un medio líquido, sólido o gaseoso.
- Calor latente: El calor almacenado involucra un cambio de estado del sistema receptor (sólido o líquido); la restitución del calor corresponde al cambio de estado inverso.

- Calor sensible y latente: El calor almacenado entraña una variación de temperatura y un cambio de estado del sistema receptor (sólido o líquido); la restitución del calor corresponde al cambio de estado inverso.
- Energía química de productos en una reacción química reversible.
- La energía mecánica puede ser convertida en energía potencial y almacenada. Esto se refiere a elevar fluidos y luego recuperar su energía potencial.
- Sustancias obtenidas en procesos solares no energéticos, como el agua destilada en un alambique solar que se puede almacenar en depósitos para su utilización posterior

La elección del medio de almacenamiento depende directamente de la naturaleza del proceso en que se utilizará la energía almacenada. En los sistemas de calentamiento de agua es lógico utilizar el calor sensible de la misma agua como medio de almacenamiento. En los sistemas de calentamiento de aire se utiliza, como medio de almacenamiento, calor sensible o latente en unidades de almacenamiento particuladas, de hecho lo más común para este tipo de instalaciones es utilizar el calor sensible de un lecho de rocas como medio de almacenamiento. En los sistemas pasivos se utiliza el calor sensible de los elementos de la construcción y en los sistemas fotovoltaicos o fotoquímicos se almacena la energía en forma de potencial químico.[2]

Para un mismo proceso solar pueden existir varias alternativas de acumulación. Si por ejemplo, se considera un proceso en el que un motor térmico transforma la energía solar en energía eléctrica, el almacenamiento se puede disponer:

- Como almacenamiento térmico entre el colector solar y el motor
- Como almacenamiento mecánico entre el motor y el generador
- Como almacenamiento químico en una batería entre el generador y la aplicación energética definitiva, como puede ser la refrigeración solar mediante un acondicionador de aire, o el frío generado por el acondicionador de aire que se puede almacenar en una unidad de almacenamiento térmico de baja temperatura por debajo de la del medio ambiente.

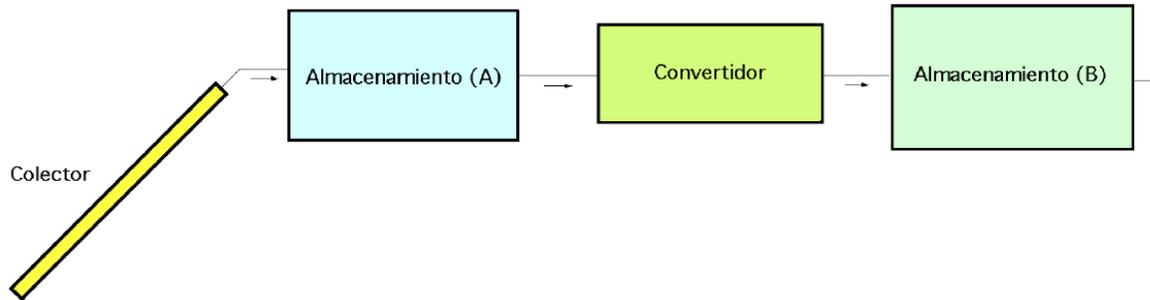


Figura 2-2: Esquema de almacenamiento alternativo. Fuente [1]

Estas alternativas no son equivalentes, ni en la capacidad, ni en los costes, ni en las formas de diseño, ni en la eficiencia del sistema. La capacidad necesaria en una unidad de almacenamiento (ver Figura 2-2), en la posición B es inferior a la que hace falta en la posición A, debido a la eficiencia del convertidor que interviene. El almacenamiento de energía térmica en A tiene la ventaja de que el convertidor se puede diseñar para funcionar a un régimen más próximo al régimen estacionario, originando así una eficiencia de conversión superior y un factor de uso más alto en el convertidor. La elección entre el almacenamiento de energía en A o en B puede tener efectos muy distintos en la temperatura de funcionamiento del colector solar, en el tamaño del colector y en el coste. Estos argumentos se pueden modificar de forma sustancial, según se utilice o no energía auxiliar.

2.3 ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA

Entre los sistemas de almacenamiento son de particular interés para este trabajo los sistemas de almacenamiento térmicos. Las principales características de estos sistemas de almacenamiento son:

- Su capacidad por unidad de volumen.
- El rango de temperaturas en que opera. Temperatura de entrada y salida del fluido caloportador.
- El medio de adición o remoción de calor y las diferencias de temperaturas asociadas a este intercambio de calor.
- La estratificación de temperatura de la unidad de almacenamiento.
- El requerimiento de potencia para adición o remoción de calor.

- Los contenedores, depósitos u otros elementos estructurales asociados al sistema de almacenamiento.
- El medio de control de pérdidas térmicas del sistema de almacenamiento.
- El costo económico.

En cualquier sistema de almacenamiento de energía solar tienen especial relevancia los factores que afectan el funcionamiento del colector [2]. En el caso que la salida del arreglo de colectores exceda rara vez la demanda, la unidad de almacenamiento puede ser eliminada [5].

La ganancia útil de un colector disminuye a medida que aumenta la temperatura media de la placa; una relación de la temperatura promedio del colector y la temperatura a la que el calor es entregado a la demanda puede ser la siguiente:

$$\begin{aligned}
 T(\text{colector}) - T(\text{entregada}) &= \Delta T(\text{transporte del colector al almacenamiento}) \\
 &+ \Delta T(\text{entrada de almacenamiento}) + \Delta T(\text{perdida del almacenamiento}) \\
 &+ \Delta T(\text{salida del almacenamiento}) \\
 &+ \Delta T(\text{transporte del almacenamiento a la aplicacion}) + \Delta T(\text{entrada en aplicacion})
 \end{aligned}$$

Ecuación 2-1

Por lo tanto, la temperatura del colector, que determina la ganancia utilizable del colector, siempre es mayor que la temperatura a la cual el calor es finalmente entregado a la demanda por una serie de diferencias de temperaturas. Un objetivo del diseño del sistema y en particular del sistema de almacenamiento es minimizar o eliminar estas caídas de temperatura, dentro de las limitaciones económicas [1] [2].

De particular interés para este trabajo son los sistemas de almacenamiento térmicos aplicados a calefacción de aire, estos son:

- Almacenamiento en lecho de material encapsulado: este tipo de almacenamiento, por lo general utiliza rocas y es el más utilizado para calefacción de aire.
- Almacenamiento en materiales con cambio de fase.
- Almacenamiento en calor sensible de un tanque de agua.
- Almacenamiento en masa inherente a la construcción (sistemas pasivos): En los casos en que se toleran altas oscilaciones de la temperatura interior, este tipo de almacenamiento es suficiente.

2.3.1 ALMACENAMIENTO POR CALOR SENSIBLE EN AGUA

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica por medio del calor sensible del agua (podría ser otro fluido) corresponden a un tanque de agua adecuadamente aislado en el cual se acumula la energía térmica proveniente del conjunto colector. Estos sistemas pueden recibir directamente el agua caliente del colector o bien por medio de un intercambiador de calor se calienta el agua del tanque acumulador, para luego entregar este calor a la demanda.

Para muchos sistemas solares, el agua es el material ideal para almacenar calor, ya que posee las siguientes características:

- Es de bajo costo.
- No es toxica.
- Es fácilmente disponible.
- Posee alto calor específico, por lo que tiene alta capacidad de almacenamiento para su masa y volumen.
- La energía se adhiere y sustrae de este tipo de unidad de almacenamiento transportando el mismo medio de almacenamiento, lo que elimina la diferencia de temperatura entre el medio transporte del calor y el medio de almacenamiento.
- Como liquido es fácil de transportar utilizando bombas y cañerías convencionales [3].

Dadas estas ventajas se tiene que para sistemas en que se busca calentar agua sanitaria, los sistemas de acumulación en agua son los más utilizados, pero para el caso de calefacción de aire, si bien se conservan estas ventajas, se debe considerar el requerimiento del intercambiador de calor entre el agua y el aire, lo que encarece el costo del conjunto. Por otro lado se debe tener en cuenta que si se va a utilizar un sistema de acumulación en agua lo más lógico es que el colector solar sea de agua. Si desea utilizar un colector solar de aire se requiere de un serpentín para realizar el intercambio de calor entre el aire proveniente del colector y el agua del tanque. Al utilizar un colector de agua se tiene la ventaja de que estos colectores son más eficientes que los de aire, pero si la variable económica tiene un rol importante es menester tener presente que el costo de un colector de aire es considerablemente menor al costo de uno de agua. Cabe destacar que al utilizar tanques de agua como acumuladores para calefacción, se tiene directa compatibilidad con sistemas de calefacción hidrónica [5].

Los típicos sistemas en que se utilizan tanques de agua pueden ser representados por la Figura 2-3. El flujo másico que circula por el colector puede ser accionado por una bomba, o se puede prescindir de ella si el sistema opera por medio de termocirculación. Para que el sistema pueda operar por medio de termocirculación se deben considerar las pérdidas de carga y los rangos de temperatura en que el sistema trabaja.

En lo que sigue se supone implícitamente que el flujo de entrada y salida del tanque son determinados.

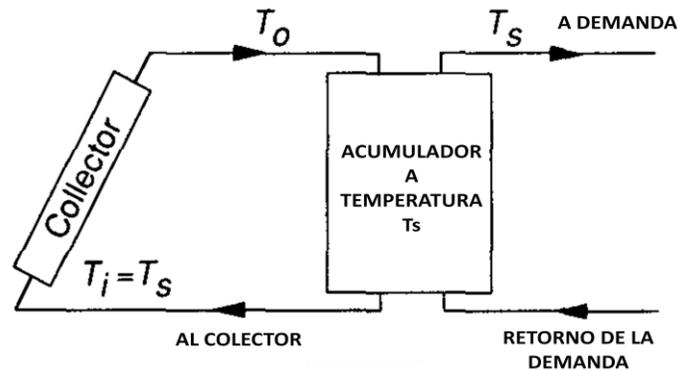


Figura 2-3: Un sistema típico que utiliza un tanque de agua como almacenamiento. Al agua que circula a través del colector se le adhiere energía y la que circula a través de la demanda se le remueve energía. Fuente[2].

La capacidad de almacenamiento de una unidad de almacenamiento de agua, u otro liquido, a una temperatura uniforme (entiéndase completamente mezclada o sin estratificación) operando en una diferencia de temperatura finita está dada por la siguiente expresión:

$$Q_s = (mC_p)\Delta T_s$$

Ecuación 2-2

Donde Q_s es la capacidad térmica total operante en del rango de temperatura ΔT_s , m es la masa de agua en la unidad de almacenamiento y C_p corresponde al calor específico del agua.

El margen de temperaturas en que cada unidad opera está limitado, en la mayoría de las aplicaciones, entre un límite inferior definido por las exigencias del proceso y un límite superior definido por la presión de vapor del líquido, el proceso o las pérdidas de calor del colector.

2.3.1.1 Balance energético sin estratificación

En régimen transitorio, el balance energético sobre un depósito de almacenamiento sirve para predecir su temperatura como una función del tiempo. Para tanques sin estratificación, como el que se muestra en la Figura 2-4 , un balance de energía para la operación del tanque viene dado por:

$$(mC_p) \frac{dT_S}{dt} = \dot{Q}_U - \dot{L}_S - (UA)_S(T_S - T'_A)$$

Ecuación 2-3

Donde \dot{Q}_U y \dot{L}_S son las tasas de adición o remoción de energía del colector y la demanda respectivamente. T'_A es la temperatura ambiente para el tanque (puede no coincidir con la del colector que entrega energía al tanque). T_S la temperatura del acumulador. U corresponde al coeficiente de pérdidas térmicas del almacenamiento a través del área A . [3]

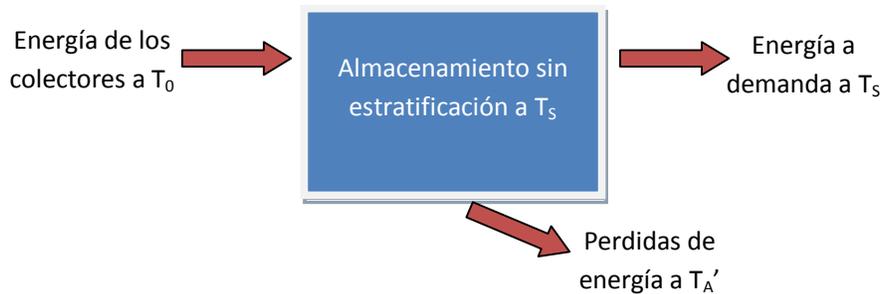


Figura 2-4: Almacenamiento sin estratificación de masa m operando a la temperatura dependiente del tiempo T_S a temperatura ambiente T'_A . Fuente [2]

La Ecuación 2-3 debe ser integrada en el tiempo para determinar el rendimiento del acumulador en el periodo deseado.

Si se considera que la circulación del fluido se realiza por medio de una bomba se puede plantear la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_U = FmC_p(T_0 - T_S)$$

Ecuación 2-4

Donde:

$$F = \begin{cases} 1 & \text{la bomba esta funcionando} \\ 0 & \text{en otras circunstancias} \end{cases}$$

La función de control F proporciona las posiciones de marcha o parada del sistema de control de la bomba, que la acciona cuando T_0 es mayor que T_s (es decir, cuando se puede aplicar energía a la unidad de almacenamiento).

Para una demanda determinada se pueden presentar relaciones en donde los resultados conforman un sistema de ecuaciones, de forma que \dot{Q}_U viene determinado por la ecuación del rendimiento del colector y \dot{L}_S por las exigencias de la demanda. Estas ecuaciones se resuelven para obtener tanto la temperatura T_s como las variaciones de energía en función del tiempo; también se puede incluir la energía auxiliar añadiéndola al depósito o al caudal que sale del mismo hacia la demanda.[1]

Los sistemas de acumulación de energía térmica en agua, por lo general, trabajan con grados significativos de estratificación, por lo que el modelo presentado para tanques sin estratificación, si bien presenta la ventaja de ser bastante simple, su aplicación solo brindará resultados aproximados que no darán cuenta de la operación real del sistema.

2.3.1.2 Estratificación en Almacenamiento en Agua

Los tanques de agua trabajan con grados significativos de estratificación. Esto es con temperaturas del agua distintas, lo que origina densidades distintas. Esto hace que según el agua vaya entrando busque su propio nivel de densidad, siempre que entre a baja velocidad, dejando el agua a mayor temperatura en la parte superior del tanque y la de menor temperatura en la parte inferior.

Se han desarrollado varios modelos para los tanques estratificados; los cuales caben dentro de dos categorías:

1. Aproximación multinodo: El tanque es dividido en N nodos (secciones) con balances de energía desarrollados para cada sección del tanque. El resultado es una colección de N ecuaciones diferenciales que pueden resolverse para las temperaturas de los N nodos como función del tiempo.

2. Aproximación de flujo pistón (plug flow): Segmentos de líquido a varias temperaturas se asumen que se mueven en el tanque. Son esencialmente métodos de contabilidad para tener el tamaño, temperatura y posición de los segmentos.

Es importante mencionar que ninguno de estos métodos es posible de aplicar por medio de cálculos a mano, por lo que se hace necesario el uso de computadoras. Por otro lado el grado de estratificación depende directamente del diseño del tanque, entre las características del diseño que influyen, se pueden destacar: el tamaño, locación, diseño de entradas y salidas, y caudales de las corrientes que entran y salen.

El efecto de la estratificación en la eficiencia de un proceso solar es difícil de evaluar sin considerar el uso final que se le dará a la energía acumulada. Si la demanda puede utilizar energía con la misma eficiencia sin tener en cuenta su nivel de temperatura. Entonces la máxima estratificación entregaría la temperatura más baja posible en la parte inferior del tanque y esto maximizaría la salida y eficiencia del colector. A su vez durante la descarga se podrá obtener la máxima temperatura si la estratificación es máxima, a esto se le llama reversibilidad térmica y se ejemplifica de mejor manera en la sección 2.3.2.

Por otro lado, si la calidad de la energía es importante para la demanda, entonces minimizar la pérdida de energía disponible sería el criterio adecuado para definir la máxima estratificación. Aunque todas las partes del sistema deben ser consideradas simultáneamente en el análisis.

Una manera de analizar el efecto de la estratificación en un proceso solar puede ser a través del cálculo de la eficiencia con tanques sin estratificación y con tanques altamente estratificados, para luego comparar ambos resultados. [2]

2.3.1.2.1 Modelo Multinodo

Este modelo divide al tanque en N nodos (secciones) con balances de energía desarrollados para cada sección del tanque. El resultado es una colección de N ecuaciones diferenciales que pueden resolverse para las temperaturas de los N nodos como función del tiempo.

Para formular las ecuaciones para un tanque multinodo es necesario asumir como el agua entrante se va a distribuir en los nodos.

A modo de ejemplo, se puede observar el tanque de 5 nodos de la Figura 2-5. El agua del colector viene a temperatura T_{C0} que está entre T_{S2} y T_{S3} . Se puede asumir que toda esa agua va a dar al nodo 3 donde su densidad es similar. Aunque alternativamente se podría suponer que el agua entrante se distribuye de alguna manera en los nodos 1, 2 y 3. En la discusión siguiente se desarrolla un modelo en el que el agua llega al nodo 3.

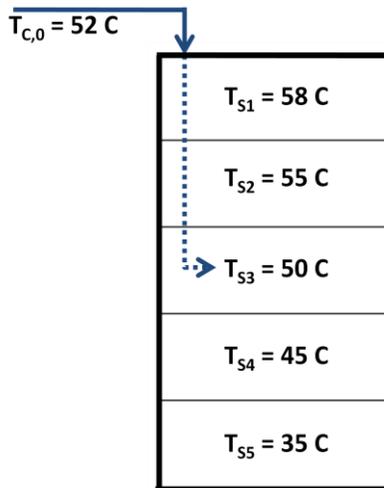


Figura 2-5: Tanque hipotético de 5 nodos, donde $T_{S,2} > T_{C0} > T_{S,3}$. Se puede considerar que el agua entrante llega directamente al nodo 3 o bien se puede distribuir entre los nodos 1, 2 y 3. Fuente [2].

Para evaluar la estratificación se debe tener claro el uso que se dará al fluido. Si la demanda puede utilizar energía con la misma eficiencia sin tener en cuenta su nivel de temperatura. Entonces la máxima estratificación entregaría la temperatura más baja posible en la parte inferior del tanque y esto maximizaría la salida del colector.

Otro aspecto importante es que si la calidad de la energía es importante para la demanda, entonces minimizar la pérdida de energía disponible sería el criterio adecuado para definir la máxima estratificación. Aunque todas las partes del sistema deben ser consideradas simultáneamente.

El siguiente análisis intenta proveer un caso límite en el que la parte inferior del tanque se mantiene a temperatura mínima, pero otro criterio podría ser utilizado.

2.3.1.2.1.1 Ejemplo de análisis de tanque de 3 nodos

Para entender el modelo de multinodo a continuación se presenta un ejemplo para un tanque de 3 nodos. En la Figura 2-6 se muestran los flujos del tanque. Se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- El colector siempre recibe agua de la parte inferior del tanque (nodo 3).
- La demanda siempre recibe agua de la parte superior del tanque (nodo 1).
- El flujo que retorna del colector llegará al nodo más cercano pero de menor temperatura que la temperatura de salida del colector. Es decir si se tiene 3 nodos a 45°C, 35°C y 25 °C y llega agua a menos que 35°C se irá al nodo 3 (el de 25°C) si el agua que llega del colector está entre 45°C y 35°C se irá al nodo 2 (el de 35°C).

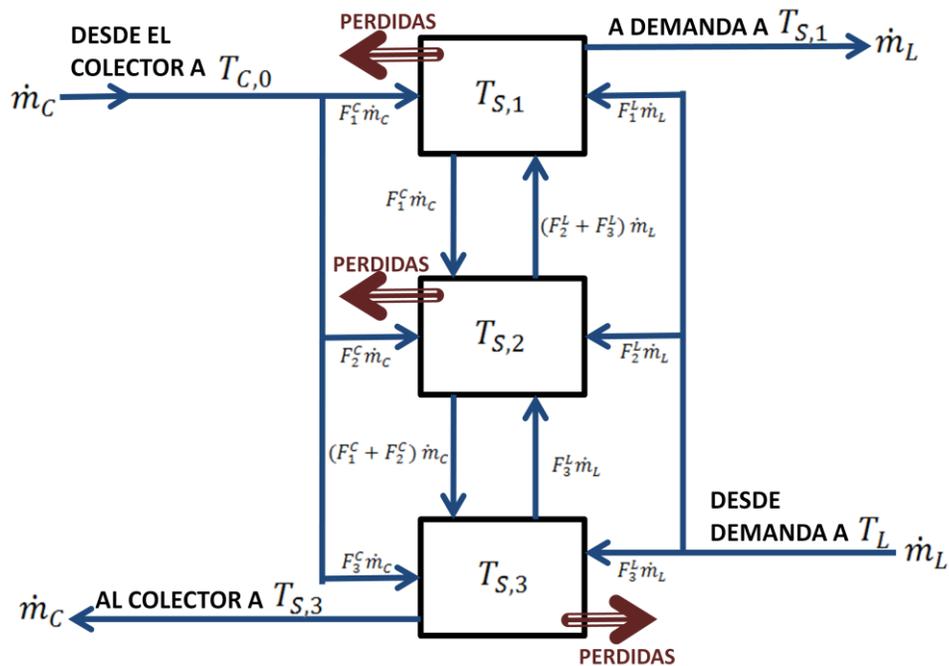


Figura 2-6: Tanque de almacenamiento de agua estratificado de 3 nodos. Fuente [2].

La función F_i^C define que nodo recibe agua del colector según se muestra en la Ecuación 2-6 .

$$F_i^C = \begin{cases} 1 & \text{si } i = 1 \text{ y } T_{C,0} > T_{S,i} \\ 1 & \text{si } T_{S,i-1} \geq T_{C,0} > T_{S,i} \\ 0 & \text{si } i = 0 \text{ o si } i = N + 1 \\ 0 & \text{otro caso} \end{cases}$$

Ecuación 2-6

Se debe notar que si el colector está operando, solo una función de control puede ser distinta de cero.

El líquido que retorna de la demanda (por ejemplo agua de la red) puede ser controlado de manera similar con la función de control F_i^L para determinar a cual nodo va a llegar este líquido.

$$F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{si } i = N \text{ y } T_L < T_{S,N} \\ 1 & \text{si } T_{S,i-1} \geq T_L > T_{S,i} \\ 0 & \text{si } i = 0 \text{ o si } i = N + 1 \\ 0 & \text{otro caso} \end{cases}$$

Ecuación 2-7

El flujo neto entre los nodos puede ser hacia arriba o hacia abajo dependiendo de las magnitudes de los caudales, tanto del colector como de la demanda, y de las dos funciones de control (F_i^C y F_i^L) en un instante particular. Es conveniente definir un caudal mixto que represente el flujo neto del nodo 1 al nodo i-1, excluyendo los efectos del flujo directo de la demanda al nodo:

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_C \sum_{j=i+1}^N F_j^L$$

Ecuación 2-8

$$\dot{m}_{m,N+1} = 0$$

Ecuación 2-9

Luego, con estas funciones de control el balance de energía para el nodo i queda expresado en la Ecuación 2-10.

$$m_i \frac{dT_{S,i}}{dt} = \left(\frac{UA}{C_p}\right)_S (T'_A - T_{S,i}) + F_i^C \dot{m}_C (T_{CO} - T_{S,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_L - T_{S,i}) \\ + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} (T_{S,i-1} - T_{S,i}) & \text{si } \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} (T_{S,i} - T_{S,i+1}) & \text{si } \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases}$$

Ecuación 2-10

Donde se ha añadido un término que da cuenta de las pérdidas desde el nodo i al ambiente a temperatura T'_A .

La integración numérica de la Ecuación 2-3 y la Ecuación 2-10 se debe realizar con un computador y se pueden utilizar varias técnicas, las más conocidas son :

- Euler (integración explícita).
- Crank-Nicolson (integración implícita).
- Predictor-corrector.
- Runge-Kutta. [2].

Es menester mencionar que al utilizar muchos nodos el modelo dado por la Ecuación 2-10 representa un alto nivel de estratificación, el cual no puede ser alcanzado en experimentos reales. Es por esto que desde un punto de vista práctico se sugiere que un modelo con 3 o 4 nodos representa un compromiso razonable con un diseño conservador (representado por sistemas de un nodo) y el caso límite con altos grados de estratificación.

Otros factores que se deben considerar a la hora de evaluar la estratificación en tanques de agua son:

- Los tanques estratificados tienden a disminuir su estratificación en el tiempo debido a la difusión y a la conducción a través de los muros.
- Algunos tanques tienen fuentes auxiliares de energía. Por ejemplo, si un tanque tiene un calentador de serpentín, esta fuente de energía debe ser agregada como otro término en la Ecuación 2-10.

2.3.2 ALMACENAMIENTO EN LECHO DE MATERIAL ENCAPSULADO

Un lecho de material encapsulado o de rocas utiliza la capacidad del lecho de almacenar energía. Un fluido que por lo general es aire, circula a través del lecho adhiriendo o removiendo energía. Una variedad de sólidos pueden utilizarse aunque las rocas son las más utilizadas.

En la Figura 2-7 se observa un acumulador de lecho de rocas.

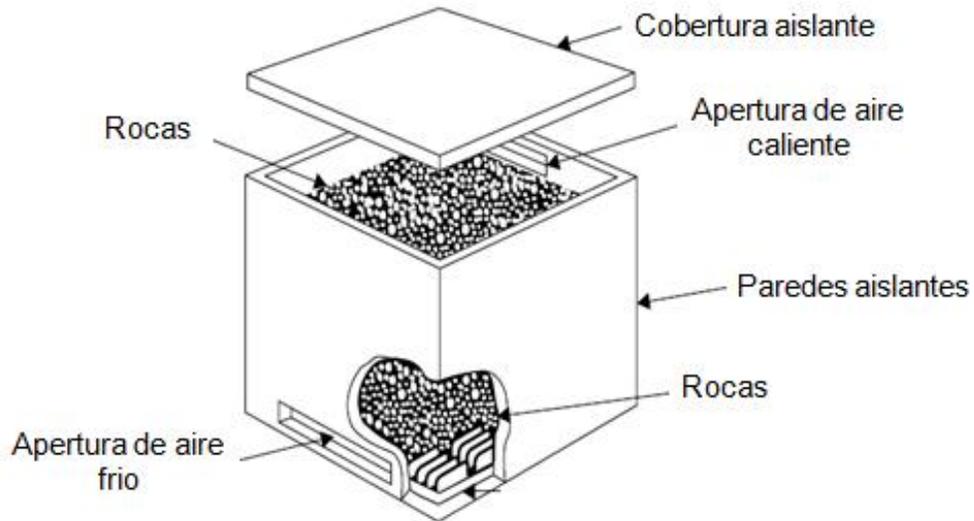


Figura 2-7: Almacenamiento de lecho de rocas de flujo vertical. Fuente [3].

En estos sistemas el fluido caloportador entra en una dirección durante la carga del almacenamiento y en la dirección opuesta para la descarga (ver Figura 2-8). Así, el lecho de rocas trabaja como un intercambiador de calor en flujo a contracorriente, haciéndolo más eficiente. El hecho de que el acumulador se cargue y descargue en direcciones opuestas implica que no es posible cargar y descargar energía del acumulador simultáneamente.

El acumulador puede estar dispuesto de manera que el flujo de aire sea vertical (ver Figura 2-7) o bien podría ser de flujo horizontal y ser igual de efectivo.

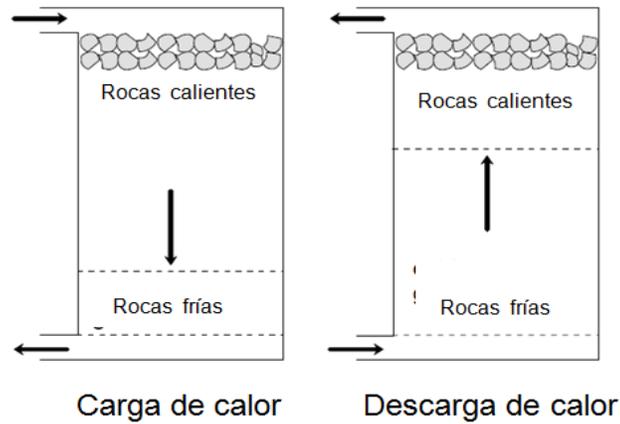


Figura 2-8: Esquema de carga y descarga de calor en los sistemas de almacenamiento de lecho de rocas. Fuente [4].

Las partes que componen una unidad de este tipo de lecho compacto son:

- Un contenedor.
- Una estructura porosa para contener y apoyar el lecho.
- Distribuidores de aire para el flujo en ambas direcciones que reduzcan al mínimo el paso del aire (ver Figura 2-9) [1].

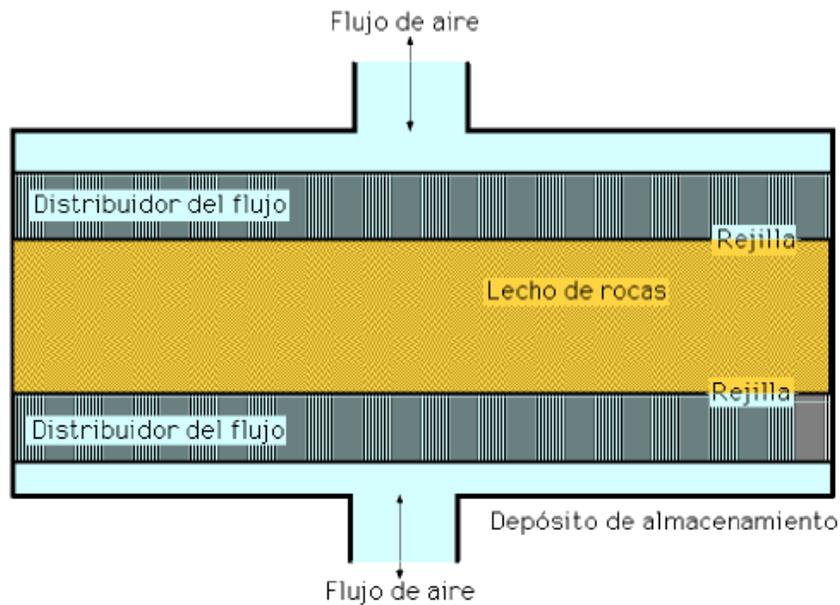


Figura 2-9: Unidad de almacenamiento de lecho compacto. Fuente [1].

El contenedor para las rocas generalmente se construye de:

- Concreto
- Albañilería
- Madera
- Una combinación de los anteriores

El tamaño de las rocas va de 35 a 100 mm de diámetro dependiendo del flujo de aire, geometría del lecho y la pérdida de carga deseada.

El volumen total de rocas depende de fracción de la energía entregada por el colector que se desea almacenar. Para aplicaciones residenciales típicamente va de 0,15 m³ a 0,3 m³ por m² de colector. Para sistemas de mayor tamaño el lecho de rocas puede ser tan grande que la masa y volumen pasan a ser un problema a la hora de definir la ubicación del acumulador [3].

Estos sistemas de acumulación requieren principalmente de una aislación adecuada, bajas fugas de aire y baja pérdidas de carga. Muchos diseños distintos cumplen con estos requerimientos [3]. Luego, estos acumuladores si se encuentran correctamente diseñados poseen varias características que son deseables para aplicaciones de energía solar:

- El costo del material de almacenamiento y el contenedor son bajos.
- La conductividad del lecho de rocas, es muy baja, lo que disminuye las pérdidas térmicas en el sistema de almacenamiento y facilita la estratificación. Esto se debe a que las rocas tienen solo puntos de contacto entre ellas, por lo que el área de contacto es pequeña y por consecuencia el calor transferido por conducción es bajo.
- La pérdida de carga a través del lecho puede ser relativamente baja.
- La mayor ventaja de estos sistemas radica en su alto grado de estratificación.[2]
- El sistema colector asociado a estos sistemas de acumulación, por lo general, es de aire lo que implica que el colector va a ser de menor eficiencia que uno de agua, pero tendrá la ventaja de ser sustancialmente más económico; no presentará riesgos de congelamiento y tendrá menor corrosión [1].
- El mismo acumulador cumple la función de intercambiador de calor entre el fluido caloportador y el material de almacenamiento.

Dadas estas características se tiene que los sistemas de acumulación en lecho de rocas son los sistemas de acumulación más utilizados en sistemas de calefacción de aire.

El alto grado de estratificación que presentan estos sistemas se debe a que el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y el sólido es alto, lo que permite que el aire entregue rápidamente su calor a las rocas más cercanas a la entrada (Ver Figura 2-8). A su vez esta transferencia tiene directa relación con la granulometría del material utilizado, por lo que esta variable debe ser considerada a la hora de analizar estos sistemas. Por otro lado, se tiene que la estratificación tiende a disminuir con el tiempo, al igual que en los acumuladores de tanque de agua, pero dado que la conductividad entre las rocas es baja, este efecto se ve disminuido, siendo mucho menor que en los acumuladores de tanque de agua.

Para ejemplificar la estratificación se puede considerar un lecho de rocas que inicialmente esta a temperatura constante y que se le ingresa aire a temperatura constante. La temperatura del interior del sistema de almacenamiento se presenta en la Figura 2-10.

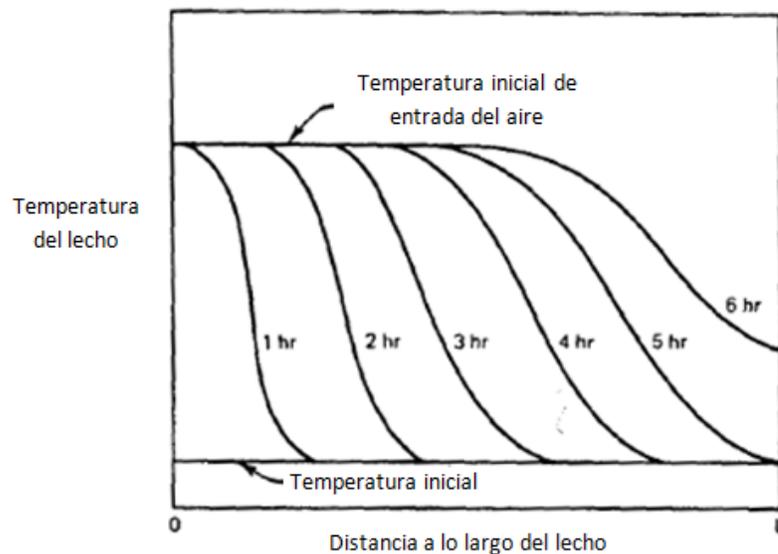


Figura 2-10: Distribución de temperaturas en un almacenamiento de lecho de rocas durante la carga con aire a temperatura de entrada constante. Fuente [2].

Debido al alto coeficiente de transferencia de calor y área entre el aire las rocas conlleva a que el aire a alta temperatura entregue rápidamente su calor a las rocas. Las rocas cercanas a la entrada son calentadas pero las rocas cercanas a la salida no cambian mucho su temperatura, por lo que el aire de salida permanece muy cercano a la temperatura inicial del lecho. En la hora 5 el

frente llega al final del lecho y la temperatura de salida empieza a elevarse. Cuando el lecho está completamente cargado, su temperatura es constante. Inversamente en la descarga la temperatura de salida es constante hasta que el frente llega al final y la temperatura de salida empieza a disminuir, este aspecto de la estratificación es lo que la hace tan deseable. Si el coeficiente de transferencia de calor aire-roca fuese muy grande (infinito) el frente de temperatura durante la carga o descarga sería cuadrado [2].

Ahora bien, dejando de lado el caso hipotético de tener temperatura de entrada constante, se debe considerar la variabilidad de la radiación solar, lo que trae como consecuencia que la temperatura de entrada a la unidad de almacenamiento sea variable en el tiempo. Esto lleva a tener temperaturas de salida variables en el tiempo. Un caso típico se observa en la Figura 2-11, donde la temperatura de salida de la unidad acumuladora posee dos características que son deseables para la operación del sistema:

- La temperatura de salida del aire del acumulador es baja, lo que repercute en que el colector va a trabajar con temperatura de entrada menor y por lo tanto su eficiencia va a ser mayor.
- La temperatura de salida del aire del acumulador si bien varía a lo largo del día, esta variación es pequeña. Lo que facilita la operación y diseño del sistema colector.

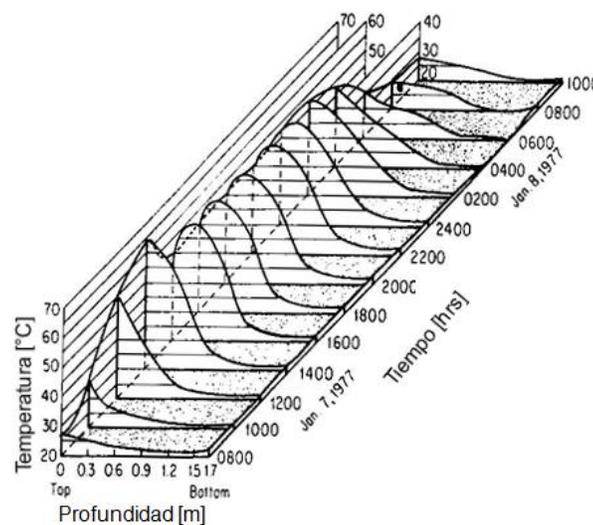


Figura 2-11: Registro de temperatura en un lecho de rocas de Colorado State University House II, durante la carga y la descarga. Fuente [3].

Se debe mencionar que en la Figura 2-11 se presentan las temperaturas del lecho de rocas y no del aire que pasa a través de este. Pero, debido a que el coeficiente de intercambio de calor entre el aire y las rocas es alto se puede asumir que la temperatura del aire a la salida del acumulador es similar a la de las rocas de la salida.

Para el análisis de un sistema acumulador de lecho de rocas se debe tomar en cuenta que tanto las rocas como el aire cambian su temperatura en la dirección del flujo de aire y que existen diferencias de temperatura entre el las rocas y el aire. Por lo tanto se requieren ecuaciones de balance de energía separadas para el aire y las rocas.

El modelo para determinar la operación de estos sistemas de almacenamiento que generalmente se ocupa es el modelo de Schumann. Este modelo tiene las siguientes consideraciones:

- El flujo forzado es unidimensional.
- No hay conducción o dispersión axial.
- Las propiedades son constantes.
- No hay transferencia de masa.
- No hay transferencia de calor al ambiente.
- No hay gradientes de temperatura dentro de cada partícula.

Las ecuaciones diferenciales para el fluido y el lecho son las siguientes:

$$(\rho C_P)_{FLUIDO} \varepsilon \frac{\partial T_{FLUIDO}}{\partial t} = \frac{(\dot{m} C_P)_{FLUIDO}}{A} \frac{\partial T_{FLUIDO}}{\partial x} + h_v (T_{LECHO} - T_{FLUIDO})$$

Ecuación 2-11

$$(\rho C_P)_{LECHO} (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_{LECHO}}{\partial t} = h_v (T_{FLUIDO} - T_{LECHO})$$

Ecuación 2-12

Donde:

ε : Fracción de vacío del lecho de rocas, es decir: $\frac{\text{Volumen vacío}}{\text{Volumen total del lecho}}$.

h_v : Coeficiente de transferencia de calor volumétrico en [W/m³°C].

t : Tiempo en [s].

x : Posición a lo largo del lecho en la dirección del flujo de aire medido en [m].

Para sistemas de aire el primer término de la Ecuación 2-11 se puede despreciar y las ecuaciones se pueden reescribir en términos de NTU (Number of Transfer Units) de la siguiente forma:

$$\frac{\partial T_{FLUIDO}}{\partial \left(\frac{x}{L}\right)} = NTU(T_{LECHO} - T_{FLUIDO})$$

Ecuación 2-13

$$\frac{\partial T_{LECHO}}{\partial \theta} = NTU(T_{FLUIDO} - T_{LECHO})$$

Ecuación 2-14

$$NTU = \frac{h_v AL}{(\dot{m}C_p)_{FLUIDO}}$$

Ecuación 2-15

Donde el tiempo adimensional viene dado por:

$$\theta = \frac{t(\dot{m}C_p)_{FLUIDO}}{(\rho C_p)_{LECHO}(1 - \varepsilon)AL}$$

Ecuación 2-16

Donde:

A : Área transversal en [m²].

L : Largo del lecho en [m].

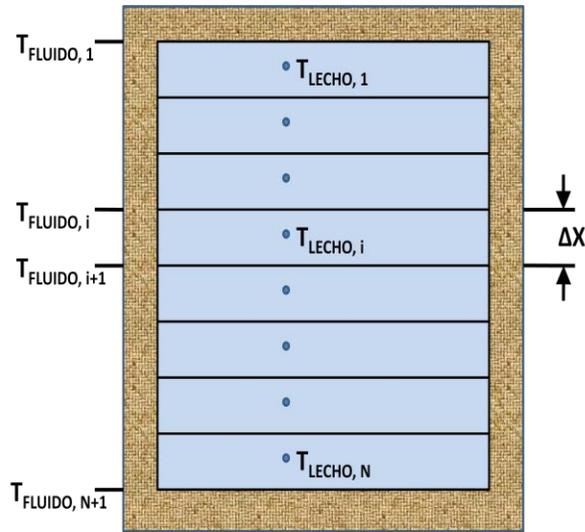


Figura 2-12: Acumulador de lecho de rocas dividido en N segmentos. Fuente [2].

Para un largo del lecho de Δx como se muestra en la Figura 2-12, la temperatura del lecho se puede considerar uniforme. La temperatura del aire tiene un perfil exponencial y el aire saliendo del elemento i se calcula mediante la ecuación:

$$\frac{T_{FLUIDO,i+1} - T_{LECHO,i}}{T_{FLUIDO,i} - T_{LECHO,i}} = e^{-NTU(\frac{\Delta X}{L})}$$

Ecuación 2-17

Esta ecuación es análoga a la de un intercambiador de calor operando como evaporador. La energía transferida del aire al lecho en un largo Δx queda expresada por:

$$(\dot{m}C_p)_{FLUIDO}(T_{FLUIDO,i} - T_{FLUIDO,i+1}) = (\dot{m}C_p)_{FLUIDO}(T_{FLUIDO,i} - T_{LECHO,i})(1 - e^{-NTU/N})$$

Ecuación 2-18

Donde $N=L/\Delta x$.

Luego con la Ecuación 2-18, se tiene un balance de energía en la región Δx expresado como:

$$\frac{dT_{LECHO,i}}{d\theta} = \eta N(T_{FLUIDO,i} - T_{LECHO,i})$$

Ecuación 2-19

Donde η es una constante y está dada por:

$$\eta = (1 - e^{-NTU/N})$$

Ecuación 2-20

La Ecuación 2-19 representa N ecuaciones diferenciales ordinarias para las N temperaturas del lecho. Las temperaturas del fluido se calculan de la Ecuación 2-18. Una extensión de la Ecuación 2-19 considera también la pérdida de energía al ambiente a temperatura T_A' , esto se expresa en la Ecuación 2-21:

$$\frac{dT_{LECHO,i}}{d\theta} = \eta N (T_{FLUIDO,i} - T_{LECHO,i}) + \frac{(U\Delta A)_i}{(\dot{m}C_p)_{FLUIDO}} (T_A' - T_{LECHO,i})$$

Ecuación 2-21

Donde $(U\Delta A)_i$ es el producto entre el área de pérdida y el coeficiente de pérdida para el nodo i [2].

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor en lechos de rocas se puede utilizar la Ecuación 2-22 (Lof y Hawley, 1948) [1]:

$$h_v = 650 \frac{G^{0,7}}{D}$$

Ecuación 2-22

Donde:

G es el gasto másico superficial en $[\text{kg}/\text{m}^2\text{seg}]$.

D es el diámetro equivalente de la roca en $[\text{m}]$. Está dado por la Ecuación 2-23:

$$D = \sqrt[3]{\frac{6 \text{ Volumen neto de las rocas}}{\pi \text{ Número de rocas}}}$$

Ecuación 2-23

Un lecho bien diseñado debe tener un tamaño de rocas lo suficientemente pequeño como para que se reduzcan al mínimo los gradientes de temperatura en ellos y para asegurar que el coeficiente de intercambio de calor sea lo suficientemente grande.

Aplicando Biot al caso de esferas de radio R y conductividad térmica k :

$$Bi = \frac{hR}{k}$$

Ecuación 2-24

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor en $[W/m^2\text{°C}]$, es decir:

$$h = \frac{h_v}{\text{area de superficie por volumen de rocas}}$$

Ecuación 2-25

Si se cumple que:

$$Bi < 0,1$$

Ecuación 2-26

Entonces la resistencia térmica de las partículas y sus gradientes de temperatura se pueden considerar despreciables [1].

Si se tiene que el numero de Biot es mayor a 0,1 y se quieren considerar los gradientes de temperatura dentro de las partículas, se puede definir un valor corregido para NTU según la Ecuación 2-27:

$$NTU_c = \frac{NTU}{1 + Bi/5}$$

Ecuación 2-27

Donde NTU_c corresponde al valor de NTU corregido, el cual puede ser utilizado en cualquiera de las ecuaciones de esta sección donde se utiliza NTU [2].

Una alternativa de acumulación muy interesante a estudiar es el almacenamiento por medio de agua encapsulada. El cual es muy similar al de rocas pero con el uso de agua embotellada en reemplazo de las rocas. Estos sistemas poseen ventajas de tener alta estratificación y no requieren de un intercambiador de calor agua-aire. A su vez, poseen gran capacidad de almacenamiento, debido al alto calor específico del agua. Sin embargo, la bibliografía acerca de estos sistemas es escasa.

2.3.3 *ALMACENAMIENTO POR MEDIO DE MATERIALES CON CAMBIO DE FASE*

Los materiales que cambian de fase a temperaturas deseables pueden ser utilizados para acumular energía térmica. Estos sistemas utilizan el calor latente del cambio de fase para almacenar y extraer una gran cantidad de energía en un rango muy pequeño de temperaturas.

Los materiales utilizados en estos sistemas deben cumplir con algunos criterios:

- El cambio de fase debe estar acompañado por un alto efecto por calor latente.
- El cambio de fase debe ser reversible en un gran número de ciclos sin que el material presente degradaciones.
- El cambio de fase debe ocurrir con sobre-enfriamiento o sobrecalentamiento limitado.
- Los medios deben estar disponibles para contener el material y transferir calor hacia y desde el sistema de almacenamiento.
- El costo del material de cambio de fase y los contenedores debe ser razonable.

Si estos criterios pueden aplicarse, los sistemas de acumulación con material de cambio de fase pueden operar en rangos de temperatura muy pequeños, tienen muy poco volumen y masa (relativamente), y tienen alta capacidad de almacenamiento en comparación a los sistemas de calor sensible [2].

El fluido que transfiere calor (generalmente el aire) al material de cambio de fase se hace circular sobre los recipientes como en lecho de rocas, por lo que el problema de transferencia de calor por el exterior de los recipientes, es similar al de un lecho de rocas.

Con respecto al sobreenfriamiento, se debe tener en consideración que si material se sobreenfría en la recogida de la energía, puede que no se recobre el calor latente de la fusión o que se pueda recobrar a una temperatura muy por debajo del punto de fusión. Este problema se ha estudiado desde tres puntos de vista:

- Una selección de materiales que no tienen una tendencia fuerte al sobreenfriamiento.
- La adición de agentes nucleantes.
- Medios ultrasónicos de nucleación.

Con estas consideraciones, la viscosidad de un material en el punto de fusión es un factor principal a la hora de determinar la capacidad de formación del cristal en la fusión y, por lo tanto, su tendencia al sobreenfriamiento [1].

Con respecto a la reversibilidad del cambio de fase se tiene que muchos de los materiales estudiados para estas aplicaciones, presentan degradaciones cuando son sometidos a cambios de fase repetidamente. Esto genera que la operación del sistema se complique y aumente su costo, por lo que en la selección del material este es un factor de gran relevancia.

Adicionalmente se debe considerar el fenómeno de que la resistencia térmica a la transferencia de calor dentro del material, es variable y depende ampliamente del grado de solidificación. A medida que se extrae calor de un material con cambio de fase, se produce una cristalización en las paredes del recipiente; cuando el material solidificado se va calentando, la fusión se produce primero en las paredes y luego se va adentrando hacia el interior del material.

También se deben tener en cuenta otros factores prácticos, como la corrosión, pérdidas térmicas laterales, presión de vapor, toxicidad e inflamabilidad [1].

La capacidad de almacenamiento de un material con cambio de fase de temperatura T_1 a T_2 si cambia de fase a la temperatura T^* es la suma de su calor sensible de T_1 a T^* , el calor latente por cambio de fase a T^* y el calor sensible de la fase de alta temperatura entre T^* y T_2 .

El calor almacenado viene dado por la siguiente expresión:

$$Q_S = m[C_{SO}(T^* - T_1) + \lambda + C_{LI}(T_2 - T^*)]$$

Ecuación 2-28

Donde m es la masa del material C_{SO} y C_{LI} son las capacidades calóricas de las fases sólida y líquida, y λ es el calor latente de la transición de fase [6].

Los materiales de cambio de fase se pueden clasificar en materiales orgánicos, inorgánicos o bien pueden ser una mezcla de ambos. Cada uno de estos grupos posee características particulares.

2.3.3.1 Materiales inorgánicos

Los materiales inorgánicos utilizados para almacenamiento por cambio de fase cubren un amplio rango de temperaturas. Se incluye el agua con su cambio de fase a 0 °C, soluciones acuosas de sal con temperaturas de cambio de fase bajo los 0°C, sales hidratadas entre 5°C a 130°C y finalmente otras sales con temperaturas por sobre los 150°C. Debido a su densidad que generalmente es mayor a 1 [g/cm³], estos materiales poseen mayores entalpías de fusión que los materiales orgánicos. La compatibilidad de estos materiales con metales puede ser problemática, ya que algunas combinaciones entre estos materiales de cambio de fase y metales pueden producir severos efectos corrosivos.

En la Tabla 2-5 se muestra una selección de unos pocos ejemplos típicos de materiales inorgánicos, los cuales son la base para muchos materiales de cambio de fase que se comercializan.

Tabla 2-1: Selección de materiales inorgánicos que han sido investigados para su uso como materiales de cambio de fase.

Material	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m ³)
H ₂ O	0	333	0.612 (liquid, 20 °C)	998 (liquid, 20 °C) 917 (solid, 0 °C)
LiClO ₃ ·3H ₂ O	8	253	Not available	1,720
CaCl ₂ ·6H ₂ O	29 30	171, 192	0.540 (liquid, 39 °C) 1.088 (solid, 23 °C)	1,562 (liquid, 32 °C), 1,496 (liquid), 1,802 (solid, 24 °C) 1,710 (solid, 25 °C)
LiNO ₃ · 3H ₂ O	30	296	Not available	Not available
Na ₂ HPO ₄ · 12H ₂ O	35–44	265 280	0.476 (liquid) 0.514 (solid)	1,522
Na ₂ S ₂ O ₃ · 5H ₂ O	48–55	187, 209	Not available	1,670 (liquid) 1,750 (solid)
Na(CH ₃ COO) · 3H ₂ O	58	226, 264	Not available	1,280 (liquid) 1,450 (solid)
Ba(OH) ₂ · 8H ₂ O	78	265, 280	0.653 (liquid, 86 °C) 1.255 (solid, 23 °C)	1,937 (liquid, 84 °C) 2,180 (solid)
Mg(NO ₃) ₂ · 6 H ₂ O	89 90	149, 163	0.490 (liquid, 95 °C) 0.669 (solid, 55.6 °C)	1,550 (liquid, 94 °C) 1,636 (solid, 25 °C)
MgCl ₂ · 6H ₂ O	117	165, 169	0.570 (liquid, 120 °C) 0.704 (solid, 110 °C)	1,450 (liquid, 120 °C) 1,569 (solid, 20 °C)
NaNO ₃	307	172	0.5	2,260
KNO ₃	333	266	0.5	2,110
KOH	380	145	0.5	2,044
MgCl ₂	714	452	Not available	2,140
NaCl	800	492	5	2,160
Na ₂ CO ₃	854	276	2	2,533
KF	857	452	not available	2,370
K ₂ CO ₃	897	236	2	2,290

Con el objetivo de tener nuevos materiales de cambio de fase, se han investigado mezclas de 2 o más materiales inorgánicos. La Tabla 2-2 muestra algunas mezclas que se basan en materiales de la Tabla 2-1. En el caso del $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, se le ha añadido un bajo porcentaje de NaCl y KCl con el objetivo de tener un mejor comportamiento en la fusión sin penalizar demasiado la temperatura de fusión. La combinación de $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ y $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ tiende a bajar significativamente la temperatura de fusión [7].

Tabla 2-2: Ejemplos de mezclas de materiales inorgánicos que se han investigado para su uso como materiales de cambio de fase. Fuente [7].

Material	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m ³)
48% CaCl_2 + 4.3% NaCl + 0.4% KCl + 47.3% H_2O	27	188	Not available	1,640
58.7% $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ + 41.3% $\text{MgCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	58, 59	132	0.510 (liquid, 65 °C) 0.678 (solid, 53 °C)	1,550 (liquid, 50 °C) 1,630 (solid, 24 °C)
66.9% NaF + 33.1% MgF_2	832	Not available	Not available	2,190 (liquid), 2,940 (solid, 25 °C)

2.3.3.2 Materiales orgánicos

Los materiales orgánicos cubren un menor rango de temperaturas que los materiales inorgánicos, desde los 0°C a los 150°C. Estos materiales incluyen principalmente parafinas, ácidos grasos y polialcoholes. En la mayoría de los casos su densidad es menor a 1 [g/cm³]. En consecuencia, las parafinas y los ácidos grasos, generalmente tienen menores entalpías de fusión por volumen que los materiales inorgánicos [7].

Los materiales inorgánicos tienden a ser más costosos, pero por lo general no presentan sobreenfriamiento. La Tabla 2-3 muestra ejemplos de parafinas y polialcoholes que se han investigado para su uso como materiales de cambio de fase. La Tabla 2-4 muestra ejemplos de ácidos grasos que han sido investigados para su uso como materiales de cambio de fase.

Tabla 2-3: Ejemplos de parafinas y ácidos grasos que han sido estudiados para su uso como materiales de cambio de fase. Fuente [7].

Material	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m ³)
Paraffin C14	4	165	Not available	Not available
Paraffin C15–C16	8	153	Not available	Not available
Paraffin C16–C18	20–22	152	Not available	Not available
Paraffin C18	28	244	0.148 (liquid, 40 °C), 0.358 (solid, 25 °C)	774 (liquid, 70 °C) 814 (solid, 20 °C)
Erythritol	118	340	0.326 (liquid, 140 °C), 0.733 (solid, 20 °C)	1,300 (liquid, 140 °C), 1,480 (solid, 20 °C)
High density polyethylene (HDPE)	100–150	200	Not available	Not available

Tabla 2-4: Ejemplos de ácidos grasos que han sido estudiados para su uso como materiales de cambio de fase. Fuente [7].

Material	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m ³)
Caprylic acid	16	149	0.149 (liquid, 38 °C)	901 (liquid, 30 °C) 981 (solid, 13 °C)
Butyl stearate	19	140	Not available	Not available
Capric acid	32	123–200 153	0.153 (liquid, 38 °C), 0.149 (liquid, 40 °C)	886 (liquid, 40 °C), 1,004 (solid, 24 °C)
Lauric acid	42–44	178	0.147 (liquid, 50 °C)	870 (liquid, 50 °C), 1,007 (solid, 24 °C)
Myristic acid	49–58	186, 204	Not available	861 (liquid, 55 °C), 990 (solid, 24 °C)
Palmitic acid	61, 64	185, 203	0.162 (liquid, 68 °C), 0.159 (liquid, 80 °C),	850 (liquid, 65 °C) 989 (solid, 24 °C)

2.3.3.3 Mezclas de materiales orgánicos e inorgánicos

En los últimos años se han estudiado mezclas de materiales orgánicos con materiales inorgánicos pero por el momento no se encuentran muchos resultados publicados [7].

2.3.4 COMPARACIÓN ENTRE DISTINTOS SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO

La Tabla 2-5 presenta un resumen comparativo de algunas características que presentan los sistemas de almacenamiento activos aplicados a calefacción. Es posible observar que solo se presentan los sistemas por medio de calor sensible ya que debido al alto costo que presentan los sistemas de almacenamiento con cambio de fase, se pueden desde ya descartar como solución viable.

		LECHO ROCAS	AGUA ENCAPSULADA	AGUA ESTANQUE
Capacidad almacenamiento	KJ/m ³	50542,5	104500	104500
Capacidad almacenamiento	KJ/Kg	21,975	104,5	104,5
Calor específico	KJ/KgK	0,879	4,18	4,18
Densidad	Kg/m ³	2300	1000	1000
¿Requiere intercambiador Agua/aire?		NO	NO	SI
¿Estratificación?		ALTA	ALTA	MEDIA

Tabla 2-5: Comparación entre algunas características de los sistemas de almacenamiento por calor sensible para baja temperatura.

En la Figura 2-13 se muestra una comparación de la capacidad de almacenamiento energético de agua, rocas y típicos materiales de cambio de fase, donde se observa que al trabajar en las temperaturas adecuadas, los materiales de cambio de fase presentan una alta capacidad de almacenamiento por volumen. También se observa que el agua presenta mayor capacidad que la grava (o rocas) y esta diferencia se acentúa con el aumento de la temperatura.

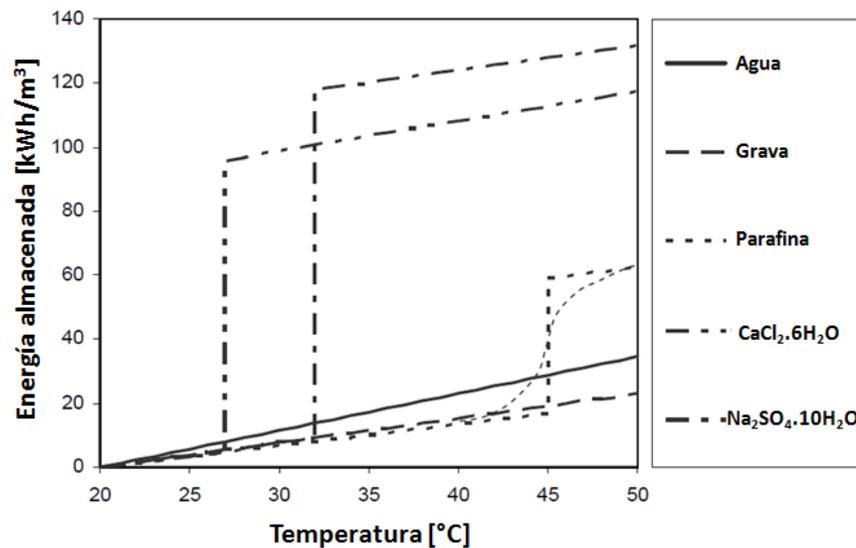


Figura 2-13: Comparación de capacidad de almacenamiento entre materiales con cambio de fase y materiales clásicos para el almacenamiento de energía térmica.

2.4 ALMACENAMIENTO ESTACIONAL

Existen sistemas de almacenamiento de calor de gran escala. El objetivo de estos sistemas es almacenar energía del verano para utilizarla en invierno. De este modo el tiempo en que se deben considerar las pérdidas de la unidad de almacenamiento no es del orden de los días sino que de los meses. El volumen de la unidad de almacenamiento aumenta considerablemente.

La Figura 2-14 muestra como varia la fracción solar anual (Energía entregada por la tecnología solar dividido por la energía demanda energética) con la capacidad de almacenamiento (en escala logarítmica) para calefacción de construcciones.

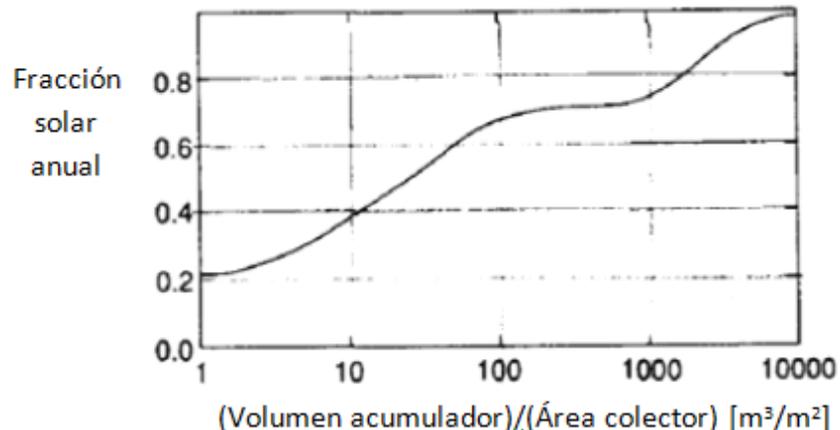


Figura 2-14: Variación del fracción anual de demanda calor satisfecha por energía solar en un aplicación de calefacción de espacios con la capacidad de almacenamiento por área de colector. Fuente [2].

Se observan dos “codos” en la curva, el primero está ubicado donde la energía acumulada es suficiente para que con la energía del día se alimenten las demandas de la noche, y el segundo “codo” está ubicado donde la energía acumulada es suficiente para que con la energía del verano se alimenten las demandas del invierno siguiente.

La capacidad del sistema de acumulación por unidad de área de colector debe ser 2 o 3 órdenes de magnitud más grande para la acumulación estacional que para la acumulación de un día para la noche. Estos factores llevan a que se deben considerar sistemas de almacenamiento de gran escala.

Dada la gran magnitud de los sistemas de acumulación estacional, se han considerado sistemas bajo tierra. Entre ellos se han estudiado sistemas de almacenamiento en:

- Tanques de agua.
- Fosas y cavernas.
- El suelo mismo.
- Acuíferos.

Los principios para los tanques de agua, cavernas o fosas son los mismos que los estudiados en las secciones de almacenamiento con agua y estratificación. La energía entra o sale del sistema de acumulación estacional por medio de bombeo de agua. El gran tamaño de estos sistemas hace que la estratificación sea más probable. La mayor diferencia de estos sistemas de almacenamiento con los de agua comunes radica en los mecanismos de pérdida de calor y posible acoplamiento térmico con el suelo [2].

Por lo general, las unidades de almacenamiento estacional carecen de un sistema de aislación, dado generalmente están bajo tierra y tienen un gran tamaño, por lo que aplicar un sistema de aislación es complicado y costoso. A esto se le añade el hecho de que el cociente entre las pérdidas al ambiente y la energía total almacenada es mucho menor que en los sistemas de almacenamiento de corto plazo, debido a que el volumen del acumulador es mucho mayor con respecto al área por donde se efectúan las pérdidas.

Estos sistemas son viables en lugares con latitudes muy altas ya que, al ser así, la radiación solar entre el verano y el invierno presenta variaciones considerables. En cambio en lugares con latitudes más bajas la variación del recurso solar entre invierno y verano disminuye por lo que tener acumulación estacional se hace innecesario. Esto se puede observar en la Figura 2-15 donde se comparan las radiaciones solares normalizadas en la ciudad de Calama (Latitud 22° Sur) y las radiaciones en la ciudad de Punta Arenas (Latitud 53° Sur). Es posible observar que la variación en Calama es mucho menor a la variación observada en Punta Arenas.

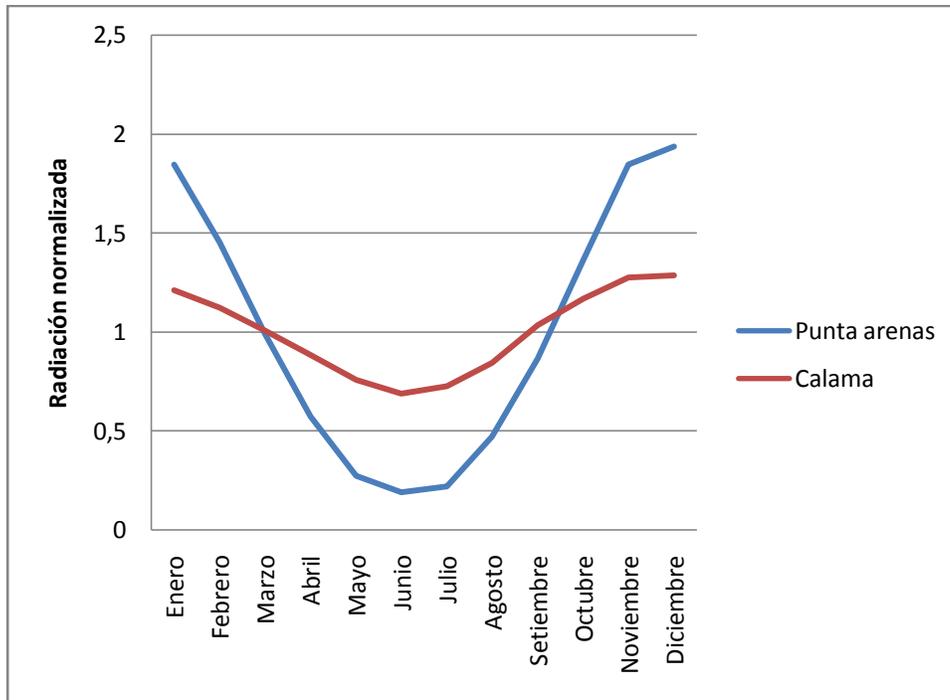


Figura 2-15: Radiación solar normalizada por la radiación anual promedio en las ciudades de Punta Arenas y Calama. Fuente RETScreen.

2.5 SISTEMAS PASIVOS

Existen sistemas pasivos de energía solar, estos sistemas utilizan la estructura de las construcciones como medio para captar y almacenar la energía solar. En general en estos sistemas el almacenamiento y colección de energía solar térmica se da en muros, el cielo o la losa.

Un caso de particular interés son los muros colectores-acumuladores los cuales están dispuestos de manera que la radiación solar incidente a través de un vidrio sea absorbida por el muro. La temperatura del muro va aumentando a medida que la energía es absorbida, generando, en el muro, gradientes de temperatura que dependen del tiempo. La energía se pierde a través del vidrio y se transfiere desde el muro hacia la habitación por convección y radiación. Algunos de estos muros son ventilados, es decir, tienen aperturas en su parte superior e inferior, por las cuales el aire puede circular desde y hacia la habitación por convección natural, brindando otro mecanismo para transferir la energía hacia la habitación. La Figura 2-16 muestra un muro con estas características.

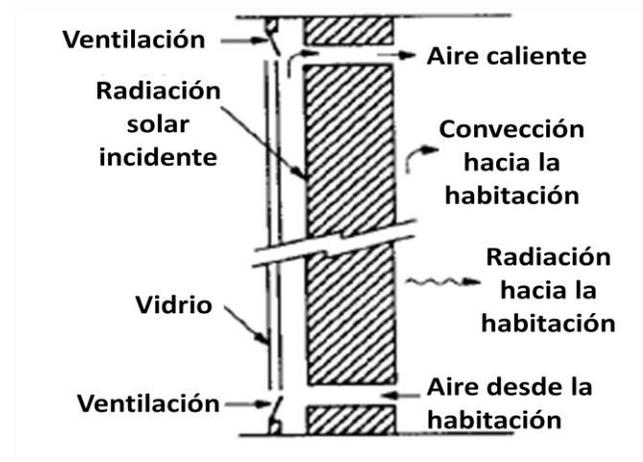


Figura 2-16: Sección de un muro acumulador con vidrio y una superficie absorbente de energía. Fuente [2].

2.6 UBICACIÓN DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN

La ubicación del tanque acumulador se debe considerar con cuidado ya que su correcto posicionamiento puede ayudar a reducir las pérdidas térmicas y/o facilitar la operación del sistema.

La mejor locación es al interior de la vivienda ya que se disminuyen las pérdidas termales. Incluso en el caso de calefacción de aire, si el acumulador se encuentra dentro del recinto a calefaccionar, las pérdidas que enfrente el acumulador se deben considerar como ganancias del recinto. En el caso de acumulación en agua, si no se puede ubicar el acumulador al interior de la vivienda se recomienda ubicarlo sobre el suelo o bien sobre el techo [3].

También se debe considerar la cercanía del acumulador al conjunto colector y al lugar de entrega de la energía a la demanda. Esto debido a que si se evita el uso de tuberías largas, disminuyen las pérdidas térmicas, el costo del sistema y la pérdida de carga.

2.7 CARACTERISACIÓN DE HUTACONDO

Para la decisión del tipo de sistema de acumulación a utilizar y para su dimensionamiento se debe tener conocimiento de las características climatológicas.

Huatacondo es un poblado ubicado a 230 km al sureste de Iquique y a 118 km al noroeste de Ollagüe, en la Región de Tarapacá, Chile [8] (Ver Figura 2-17). Sus coordenadas son latitud 20,9° Sur y longitud 69,1° Oeste. Las características climatológicas se obtiene de la base de datos de RETScreen [10] y se muestra en la Tabla 2-6.



Figura 2-17: Huatacondo, Región de Tarapacá, Chile.

En la Tabla 2-6 se observa que el mes que acumula más Grados-Día de calefacción es el mes de Julio con 401 [°C-d] por lo que el acumulador a diseñar considerará esta condición de diseño (ver sección 5.1.1).

Tabla 2-6: Caracterización climatológica del poblado de Huatacondo para las coordenadas latitud 21° Sur y longitud 69° Oeste según la base de datos de RETScreen. Fuente [10].

Mes	Temperatura del Aire °C	Humedad relativa %	Radiación solar diaria (horizontal) kWh/m ² /d	Temperatura de tierra °C	Grados día de calefacción °C-d	Grados día de refrigeración °C-d
Enero	12.5	47.7%	7.48	19.0	168	83
Febrero	12.2	47.8%	7.16	18.0	163	65
Marzo	12.1	43.2%	6.79	17.7	177	72
Abril	10.5	34.9%	6.24	15.3	220	34
Mayo	7.2	27.7%	5.47	10.3	326	3
Junio	5.1	27.6%	4.98	7.2	371	0
Julio	4.5	27.5%	5.24	6.8	401	0
Agosto	6.3	26.4%	6.04	9.7	354	1
Septiembre	7.6	24.8%	7.21	12.2	309	5
Octubre	10.1	23.4%	8.02	16.2	247	25
Noviembre	11.3	25.8%	8.62	18.2	205	45
Diciembre	12.3	34.5%	8.42	19.1	178	72

3 ANÁLISIS DEL PROBLEMA

El presente trabajo busca resolver el problema de calefacción de una vivienda del poblado de Huatacondo. La solución al problema debe ser de bajo costo económico y de fácil implementación. A su vez, se debe tener en cuenta que el acumulador diseñado, si bien busca cubrir las necesidades del hogar de Huatacondo, su fabricación persigue fines académicos y no será implementado en un hogar en particular, sin embargo la metodología aplicada es la adecuada para entregar una solución real al problema de calefacción.

Para llegar a una solución se consideran las características climatológicas del lugar y las características térmicas de un hogar tipo. Para las características climatológicas se trabaja en base a la información obtenida de la base de datos de RETScreen [10]. Desde esta base de datos se obtiene que el mes donde se tiene la mayor cantidad de Grados-Día de calefacción es el mes de Julio, con 401 [°C Día] para todo el mes (ver Tabla 2-6). Se utilizará este mes para el diseño del acumulador.

Para las características térmicas del hogar en cuestión se consideran las pérdidas térmicas por unidad de volumen como $G_{nominal} = 2,3 \left[\frac{W}{m^3 \cdot ^\circ C} \right]$. Este valor se dicta de manera arbitraria y se considera representativo de un hogar tipo.

4 SOLUCIÓN PROPUESTA

El tipo de acumulador estudiado corresponde a uno que utiliza como medio de acumulación el calor sensible disponible en el agua encapsulada en botellas PET. Este tipo de acumulador resulta interesante ya que comparte todas las ventajas presentes en los acumuladores de lecho de rocas. En adición a estas ventajas, al ser agua el material de almacenamiento, se cuenta con un calor específico mayor al de las rocas, por lo tanto se tiene una mayor capacidad de almacenamiento en una menor masa y volumen. En la Tabla 4-1 se presenta la masa y volumen necesario para acumular la energía considerada en la sección 5.1 (8,4 [kWh]), con una diferencia de temperaturas de 23 [K] (de 10[°C] a 33[°C]). En la tabla se observa que la alternativa del agua como método de acumulación presenta ventajas considerables con respecto a la cantidad de masa y volumen necesarios para acumular la energía requerida.

Tabla 4-1: Masa y volumen necesarios para acumular 8,4 [kWh] con una diferencia de temperatura de 23 [K] en agua y en rocas.

	Agua	Rocas
Cp [J/(kg K)]	4183	879
Masa [kg]	327	1557
Volumen [L]	327	677

La configuración estudiada es de flujo vertical y queda definida según el esquema de la Figura 4-1, donde se muestra el flujo durante la carga del acumulador. Se debe tener en consideración que la descarga se realiza con el flujo de aire en la dirección contraria.

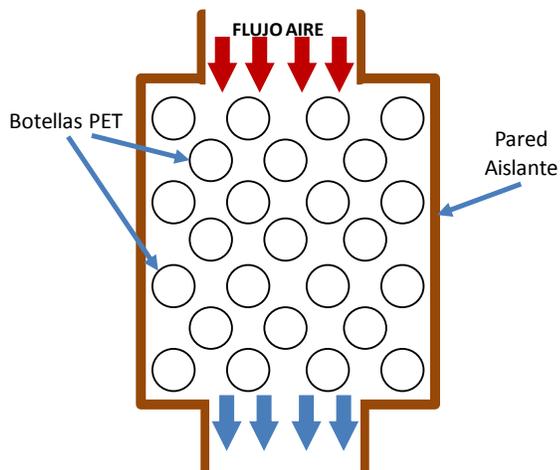


Figura 4-1: Esquema de la configuración del acumulador de agua encapsulada durante su carga.

Al tener como objetivo que el acumulador debe ser de bajo costo y fácil implementación resulta adecuado definir el lugar a calefaccionar como una habitación en particular, ya que esto lleva a tener un sistema de calefacción modular, de tamaño reducido y que puede ser aplicado fácilmente.

En la Figura 4-2 se tiene el esquema de la instalación con sus respectivos flujos para la carga y descarga del acumulador. Se observa que el acumulador se encuentra dentro de la habitación a calefaccionar, que el aire que recibe el colector es proveniente de la habitación y que la carga y descarga del acumulador no se pueden realizar simultáneamente.

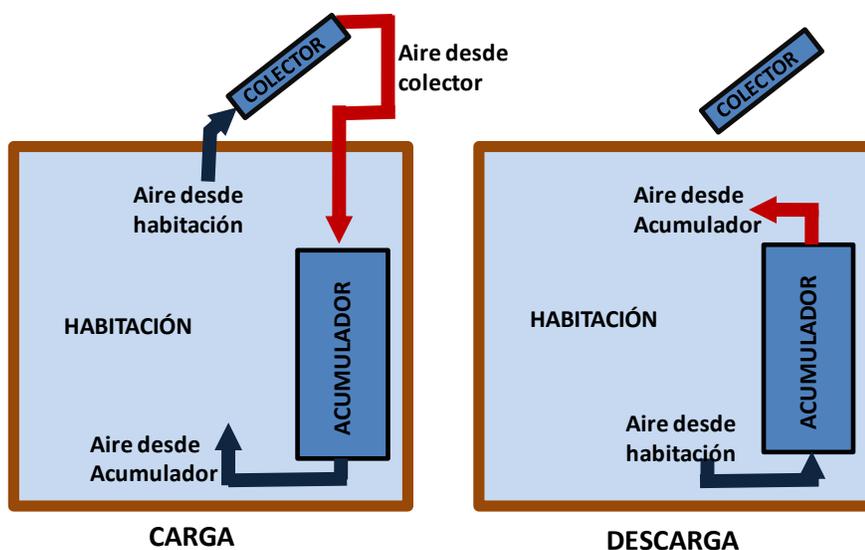


Figura 4-2: Esquema de la instalación y flujos para carga y descarga del acumulador.

5 DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento del acumulador debe definir en una primera instancia la energía a acumular, para luego definir las distancias entre las botellas y el número de capas que el acumulador debe tener.

5.1 ENERGÍA A ACUMULAR

La energía a acumular se puede definir según la energía que entrega un colector de aire previamente diseñado o bien según el método de los grados día. Entre estas dos metodologías la más correcta es la de los grados día ya que considera las características térmicas y climatológicas del espacio a calefaccionar. Para el caso particular de este trabajo, se dimensiona el acumulador según las características del colector previamente diseñado en el trabajo para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico de Francisco Solís . Se opta por dimensionar según el colector ya que de este modo, a futuro, se podría contar con un sistema de calefacción solar completo.

5.1.1 DIMENSIONAMIENTO SEGÚN MÉTODO DE LOS GRADOS-DÍA

El método de los Grados-Día de calefacción define la energía térmica necesaria para calefaccionar un lugar durante un mes o un año. Para este caso se tiene la información de los Grados-Día mensuales por lo que se trabajará con la energía necesaria para calefaccionar un mes. Esta energía queda definida por la Ecuación 5-1.

$$E_{mensual} = G_D Vol G_{nominal} 24[h]$$

Ecuación 5-1

Donde:

$E_{mensual}$: Energía térmica necesaria para calefaccionar un mes, expresada en [Wh].

G_D : Grados-Día calefacción para Huatacondo en el mes de Julio obtenido de [10]. 401[°C-d].

Vol : Volumen del lugar a calefaccionar. 24[m³].

$G_{nominal}$: Pérdida de potencia térmica específica del espacio a calefaccionar. $2,3[W/(m^3\text{°C})]$.

Con lo que se obtiene que la energía térmica necesaria de calefacción es de 531.245 [Wh] para el mes de Julio. Luego, se determina que la energía térmica necesaria para calefaccionar un día promedio del mes de Julio es de 17,14 [kWh].

Finalmente se considera un periodo de acumulación de 1 día, con lo que se llega a que la energía a acumular por el sistema de almacenamiento debe ser de 17,14[kWh]. El periodo de acumulación se define considerando que la literatura sugiere entre 1 a 3 días de acumulación [12] y el lugar en cuestión presenta escasos días nublados.

5.1.2 DIMENSIONAMIENTO SEGÚN CARACTERÍSTICAS DEL COLECTOR

El dimensionamiento de la energía a acumular se realiza teniendo en cuenta el caudal de aire que entregaría el colector solar y su respectiva temperatura. El colector considerado es un colector solar de aire previamente diseñado en el trabajo para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico de Francisco Solís [11].

El flujo de aire proveniente del colector es de 272 [kg/h] a una temperatura de 33°C, durante 5 horas para la carga. Considerando que el agua de las botellas se encuentra inicialmente a 10°C es posible calcular la energía disponible en el aire y luego determinar la cantidad de agua necesaria para almacenar dicha energía. Esto se realiza por medio del balance de energía propuesto en la Ecuación 5-2.

$$t \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{aire_{entrada}} - T_{aire_{salida}}) = m_{agua} C_{p_{agua}} (T_{agua_{final}} - T_{agua_{inicial}})$$

Ecuación 5-2

Donde:

t : Tiempo que dura la carga, en este caso 5 horas.

\dot{m}_{aire} : Caudal másico de aire. 272[kg/h].

$C_{p_{aire}}$: Calor específico del aire evaluado a su temperatura media (21,5[°C]). 1006,5[J/kg °C].

$T_{aire_{antrada}}$: Temperatura del aire a la entrada del acumulador. 33[°C].

$T_{aire_{salida}}$: Temperatura mínima a la que puede salir el aire del acumulador. 10[°C].

Cp_{agua} : Calor específico del agua evaluado a la temperatura media(21,5[°C]). 4183,4[J/kg °C].

$T_{agua_{final}}$: Temperatura máxima a la que puede llegar el agua. 33[°C].

$T_{agua_{inicial}}$: Temperatura inicial del agua. 10[°C].

m_{agua} : Masa de agua total en el acumulador expresada en [kg].

Luego, se llega a que la energía térmica presente en el aire es de 8,4[kWh] y la masa necesaria en el acumulador es de 327,1 [kg]. Lo que implica la necesidad de 205 botellas de 1,6[L] cada una.

Utilizar botellas de 1,6 [L] responde a la necesidad de que la solución sea económica y fácil de implementar ya que estas botellas son las botellas desechables de Coca Cola rotuladas para un volumen de 1,5[L] que sin embargo, al medir su volumen real se llega a que realmente tienen una capacidad volumétrica de 1,6[L]. Estas botellas son de bajo o nulo costo económico y muy fáciles de encontrar.

5.2 NUMERO DE CAPAS DEL ACUMULADOR

La decisión del número de capas a utilizar se debe tomar teniendo en cuenta dos objetivos. Por un lado se busca tener la mayor cantidad de capas posibles, ya que así se obtiene un mayor grado de estratificación. Pero por otro lado la altura del acumulador no debe exceder la altura de la habitación. Es así como se llega a que el acumulador debe tener 19 capas de 12 y 10 botellas cada una ya que no todas las capas tienen la misma cantidad de botellas (ver Figura 4-1) y se decide arbitrariamente que el acumulador debe tener 2 filas de botellas por capa para así tener una estructura con mayor estabilidad. Esto le da al acumulador una altura aproximada de 2,3 [m].

5.3 DISTANCIA ENTRE BOTELLAS

La decisión de la distancia entre las botellas responde a dos objetivos. Por un lado, esta distancia debe disminuirse lo más posible, ya que con ello se aumenta el coeficiente de

intercambio convectivo entre las botellas y el aire. Por otro lado, la pérdida de carga a lo largo del acumulador debe ser baja. Una limitante adicional para estas dimensiones radica en el modelo utilizado para la transferencia de calor, ya que para el cálculo del coeficiente convectivo se deben considerar las constantes c y n (ver sección 6.1) las cuales están limitadas a rangos de distancias S_L y S_T (ver Figura 6-2) dependientes del diámetro de la botella (9[cm]). Para finalmente tener como limitante las dimensiones de los materiales de construcción.

Si se considera la limitación del modelo se tiene que S_L y S_T no deben ser menores a 11,25 [cm]. Con esta limitación y el modelo aplicado para el cálculo de la pérdida de carga (ver sección 6.2) se tiene que la pérdida de carga es de 6 [Pa] y dado el caudal de aire considerado se tiene que el ventilador debe entregar una potencia efectiva de 0,4 [W], lo que es bastante bajo y sugiere que las distancias S_L y S_T podrían disminuirse, con el fin de obtener un mayor coeficiente convectivo.

Finalmente, por facilidad en la construcción del acumulador se decide utilizar mallas ACMA para sostener las botellas, las cuales limitan las distancias S_L y S_T a 10 [cm]. La decisión de qué tipo de malla ACMA utilizar se toma considerando la pérdida de carga y los límites del modelo.

Con $S_L = S_T = 10$ [cm] se obtiene que la pérdida de carga es de 32,2 [Pa] y dado el caudal de aire considerado se tiene que el ventilador debe entregar una potencia efectiva de 2 [W], lo que sigue siendo bastante bajo y sugiere que las distancias S_L y S_T podrían disminuirse más con el fin de aumentar el coeficiente convectivo, con lo que se aumentaría el grado de estratificación del acumulador. Sin embargo, se tiene el límite puesto por las dimensiones del material utilizado y aunque si bien se podría buscar otra manera de sujetar las botellas buscando reducir las distancias S_L y S_T , se considera que $S_L = S_T = 10$ [cm] es adecuado ya que si estas distancias se alejan mucho de los límites impuestos por el modelo ($S_L = S_T = 11,25$ [cm]) las constantes c y n podrían alejarse mucho de la realidad, ya que al estar trabajando en un rango fuera de las tablas del modelo aplicado (ver Tabla 6-1), la obtención de las constantes c y n se realiza por medio de una interpolación lineal. Lo que es solo una aproximación ya que no se sabe cómo se va a comportar el modelo en los rangos que se trabaja ya que el fenómeno físico es complejo y los valores de la Tabla 6-1 son experimentales.

Sin embargo, la aplicación correcta del modelo tiene importancia para este trabajo ya que el diseño y construcción del acumulador persigue fines académicos. Pero, en el caso que se realice un diseño y construcción de un acumulador con fines más prácticos se podrían reducir, aun más,

las distancias S_L y S_T con el objetivo de aumentar el coeficiente convectivo entre el aire y las botellas.

6 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el estudio de la transferencia de calor en el acumulador se define el volumen de control como una capa de botellas (ver Figura 6-1).

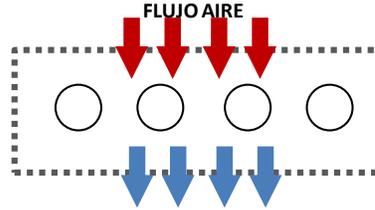


Figura 6-1: Esquema de volumen de control utilizado para la transferencia de calor

Luego, se realiza un balance de masa y energía para este volumen de control, el cual considera el intercambio por convección del aire con las botellas y del aire con las paredes del acumulador. Las ecuaciones utilizadas en el balance corresponden a las ecuaciones básicas para la transferencia de calor por convección. Donde al realizar el balance se llega a la Ecuación 6-1 para el cálculo de la temperatura del agua y a la Ecuación 6-2 para el cálculo de la temperatura del aire.

$$T_{agua_{i,t+1}} = \frac{A\Delta t}{m_{agua} C p_{agua}} h_{i,t} (T_{aire_{i,t}} - T_{agua_{i,t}}) + T_{agua_{i,t}}$$

Ecuación 6-1

$$T_{aire_{i+1,t}} = T_{aire_{i,t}} - \frac{A \Delta t h_{i,t} (T_{aire_{i,t}} - T_{agua_{i,t}}) + A_{pared} \Delta t U_{pared} (T_{aire_{i,t}} - T_{habitación_t})}{m_{aire} C p_{aire}}$$

Ecuación 6-2

Donde:

$T_{agua_{i,t}}$: Temperatura media del agua en las botellas de la capa i en el intervalo de tiempo t expresada en [K].

A : Área de contacto de las botellas de la capa i con el aire expresada en [m^2].

Δt : Intervalo de tiempo considerado para el cálculo expresado en [s].

m_{agua} : Masa de agua en las botellas de la capa i expresado en [kg].

Cp_{agua} : Calor específico del agua en las botellas expresado en [J/kg K].

$h_{i,t}$: Coeficiente convectivo entre el aire y las botellas de la capa i en el intervalo de tiempo t , expresado en [W/(m² K)].

$T_{aire_{i,t}}$: Temperatura media del aire en la capa i en el intervalo de tiempo t expresada en [K].

A_{pared} : Área de contacto de las paredes del acumulador con el aire de la capa i , expresada en [m²].

U_{pared} : Coeficiente global de transferencia de calor para las paredes del acumulador. 0,8[W/(m² K)].

m_{aire} : Masa de aire que atraviesa la capa i en el tiempo Δt , expresado en [Kg].

Cp_{aire} : Calor específico del aire en la capa i en el intervalo de tiempo t expresado en [J/kg K].

$T_{habitación_t}$: Temperatura media de la habitación donde se encuentra el acumulador, expresada en [K].

El modelo aplicado asume que las variaciones de temperatura en el agua al interior de cada botella son despreciables, al igual que las pérdidas por conducción. El cálculo de $h_{i,t}$ se especifica en la sección 6.1.

6.1 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN

Para determinar el coeficiente de convección entre las botellas y el aire se considera el trabajo [13]. Este trabajo presenta correlaciones para calcular el coeficiente convectivo en intercambiadores de calor de banco de tubos. Por lo que si bien la forma de la botella no es precisamente un cilindro, para efectos del cálculo del coeficiente convectivo se considerará como tal. Luego el coeficiente convectivo h se determina por medio de la Ecuación 6-3.

$$h = \frac{ck}{D} Re^n$$

Ecuación 6-3

Donde:

Re : Numero de Reynolds.

k : Conductividad térmica del aire expresada en [W/(m K)].

D : Diámetro de las botellas expresado en [m].

c : Constante adimensional.

n : Constante adimensional.

La relación de la Ecuación 6-3 es válida para valores del numero de Reynolds mayores a 2.000 y menores a 40.000 [14] .

Las constantes c y n se determinan por la Tabla 6-1.

Tabla 6-1: Contantes c y n de la Ecuación 6-3 para arreglo cruzado o en línea. Las distancias S_L y S_T quedan definidas según la Figura 6-2 para arreglos cruzados y según la Figura 6-3 para arreglos en línea.

		St/D							
		1,25		1,5		2		3	
		c	n	c	n	c	n	c	n
Cruzada	0,6							0,213	0,636
	0,9					0,446	0,571	0,401	0,581
	1			0,497	0,558				
	1,125					0,478	0,565	0,518	0,56
	1,25	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
	1,5	0,451	0,568	0,46	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
	2	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,57
3	0,31	0,592	0,356	0,58	0,44	0,562	0,421	0,574	
En línea	1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,1	0,704	0,0633	0,752
	1,5	0,367	0,586	0,25	0,62	0,101	0,702	0,0678	0,744
	2	0,418	0,57	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
	3	0,29	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608

Donde S_L y S_T son las distancias entre las botellas expresadas en [m] según la Figura 6-2 para una distribución cruzada o según la Figura 6-3 para distribución en línea.

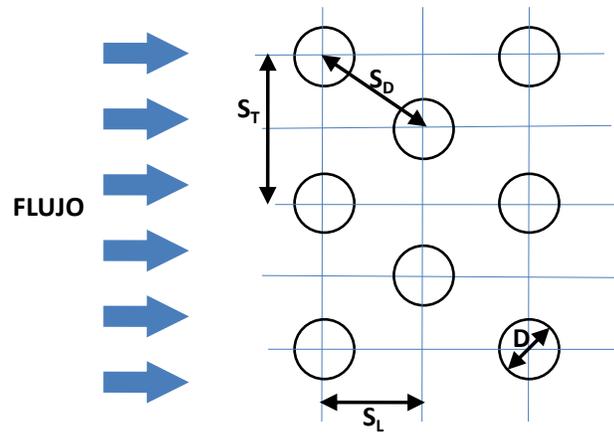


Figura 6-2: Definiciones de los espaciamientos longitudinal (S_L), transversal (S_T) y diagonal (S_D) para distribuciones de banco de tubos cruzadas.

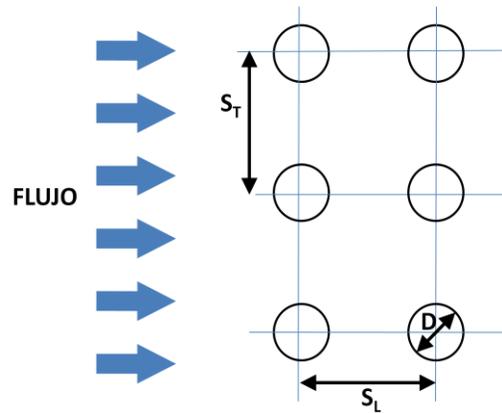


Figura 6-3: Definiciones de los espaciamientos longitudinal (S_L), transversal (S_T) y diagonal (S_D) para distribuciones de banco de tubos en línea.

El número de Reynolds se determina por medio de la Ecuación 6-4.

$$Re = \frac{DG_{max}}{\mu}$$

Ecuación 6-4

Donde:

μ : Viscosidad del aire expresada en [Kg/(m s)].

G_{max} : Velocidad máxima del flujo másico expresado en $[\text{Kg}/(\text{m}^2 \text{ s})]$. Se determina por medio de la Ecuación 6-5.

$$G_{max} = \rho u_{max}$$

Ecuación 6-5

Donde u_{max} corresponde a la velocidad máxima del flujo basada en el área mínima disponible para el flujo libre expresada en $[\text{m}/\text{s}]$. Se determina por medio de la Ecuación 6-6.

$$u_{max} = \max\left(u_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D}, u_{\infty} \frac{S_T}{2(S_D - D)}\right)$$

Ecuación 6-6

Donde la distancia S_D esta expresada en $[\text{m}]$ y queda definida según la Figura 6-2.

6.2 PÉRDIDA DE CARGA

La pérdida de carga a lo largo del acumulador se determina según el trabajo [15]. Este trabajo presenta correlaciones para calcular la pérdida de carga en intercambiadores de calor de banco de tubos. Por lo que si bien la forma de la botella no es precisamente un cilindro, para efectos del cálculo de la pérdida de carga se considerará como tal. Luego la pérdida de carga se calcula utilizando la Ecuación 6-7.

$$\Delta p = 2f \frac{G_{max}^2 N}{\rho g_c} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0,14}$$

Ecuación 6-7

Donde:

N : Número de filas en la dirección del flujo.

g_c : $1 [(\text{Kg m})/(\text{N s}^2)]$.

ρ : Densidad del aire evaluada a temperatura media $[\text{Kg}/\text{m}^3]$.

μ : Viscosidad evaluada a temperatura media del flujo $[\text{Kg}/(\text{m s})]$.

μ_w : Viscosidad del flujo evaluada a temperatura media de la pared $[\text{Kg}/(\text{m s})]$.

f : Factor de fricción.

El factor de fricción f se determina por medio de la Ecuación 6-8, la cual considera una distribución cruzada del banco de tubos y es válida para valores de $5.000 < Re < 40.000$.

$$f = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_T}{D} - 1\right)^{1,08}} \right] Re^{-0,16}$$

Ecuación 6-8

7 RESULTADOS DE MODELO TEÓRICO

A continuación se presentan los resultados obtenidos del modelo aplicado, tanto para el periodo de carga de energía del acumulador, como para su descarga. Las dimensiones ingresadas al modelo se consideran según el acumulador diseñado. Los planos de este se encuentran en el Anexo1.

7.1 CARGA

Para la carga de energía se considera que inicialmente todas las botellas se encuentran a 10[°C]. El acumulador es alimentado por un flujo de aire de 272 [kg/h] a una temperatura de 33°C, durante 5 horas. El intervalo de tiempo considerado es de 10 [s].

7.1.1 TEMPERATURAS

Las temperaturas obtenidas para el agua de cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 7-1. Se debe notar que los gráficos de la Figura 7-1 y la Figura 7-2 la capa 1 se refiere a la capa superior del acumulador, mientras que la capa 19 se refiere a la capa más cercana al suelo.

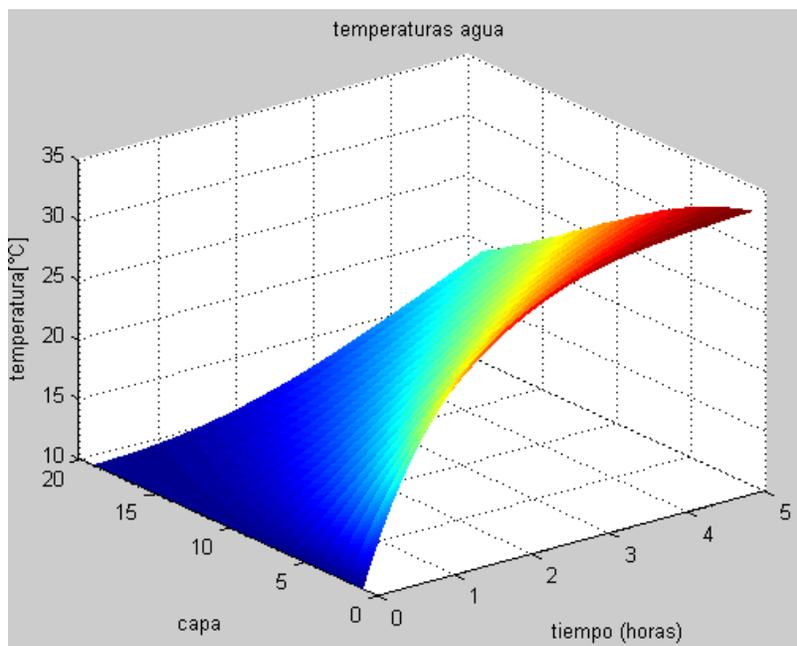


Figura 7-1: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.

Las temperaturas obtenidas para el aire en cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 7-2.

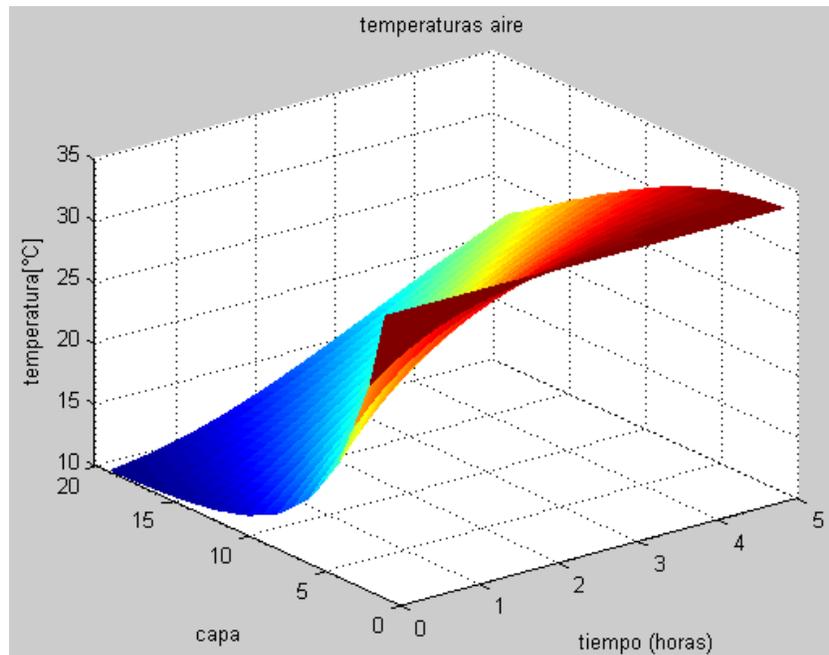


Figura 7-2: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.

7.1.2 ENERGÍA

De acuerdo a la cantidad de aire recibida durante las 5 horas, la temperatura de esta y la temperatura a la cual se debería llevar el aire (10°C) se calcula que la energía disponible en el aire es de $8,4[\text{kWh}]$.

De acuerdo a las temperaturas obtenidas para el agua al final de las 5 horas, se tiene que la energía almacenada es de $6,4[\text{kWh}]$.

La energía disipada por las paredes del acumulador se calcula en $0,24 [\text{kWh}]$. Esto considera un coeficiente global de transferencia para la pared del acumulador de $U=0.8 [\text{W}/\text{m}^2\text{C}]$.

7.1.3 *COEFICIENTE CONVECTIVO*

Se realiza un cálculo del coeficiente convectivo para cada capa e instante de tiempo, con lo que se obtiene que el coeficiente convectivo varía en cantidades reducidas con un máximo de $23,4[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ y un mínimo de $23,1[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$.

7.1.4 *NÚMERO DE REYNOLDS*

El número de Reynolds se calcula para cada capa e instante de tiempo, de lo cual se obtiene que varía desde 7.796 a 8.971. Esto es relevante ya que la relación de la Ecuación 6-3 es válida para valores del número de Reynolds mayores a 2.000 y menores a 40.000 [14]. Luego, se observa que los valores de Reynolds se encuentran dentro del rango donde la Ecuación 6-3 es válida y el fluido se comporta dentro de un régimen laminar.

7.1.5 *PÉRDIDA DE CARGA*

La pérdida de carga obtenida para todo el acumulador durante la carga es de $32,2[\text{Pa}]$. Al considerar el caudal de aire que pasa por el acumulador se tiene que el sistema de ventilación debe entregar como potencia efectiva la cantidad de $2,0[\text{W}]$.

7.2 *DESCARGA*

Para la descarga de energía se considera que inicialmente todas las botellas se encuentran a $33[^\circ\text{C}]$. El acumulador es alimentado por un flujo de aire de $272 [\text{kg}/\text{h}]$ a una temperatura de 10°C , durante 8 horas. El intervalo de tiempo considerado es de $10 [\text{s}]$.

7.2.1 *TEMPERATURAS*

Las temperaturas obtenidas para el agua de cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 7-3. Se debe notar que los gráficos de la Figura 7-3 y la Figura 7-4 la capa 19 se refiere a la capa superior del acumulador, mientras que la capa 1 se refiere a la capa más cercana al suelo.

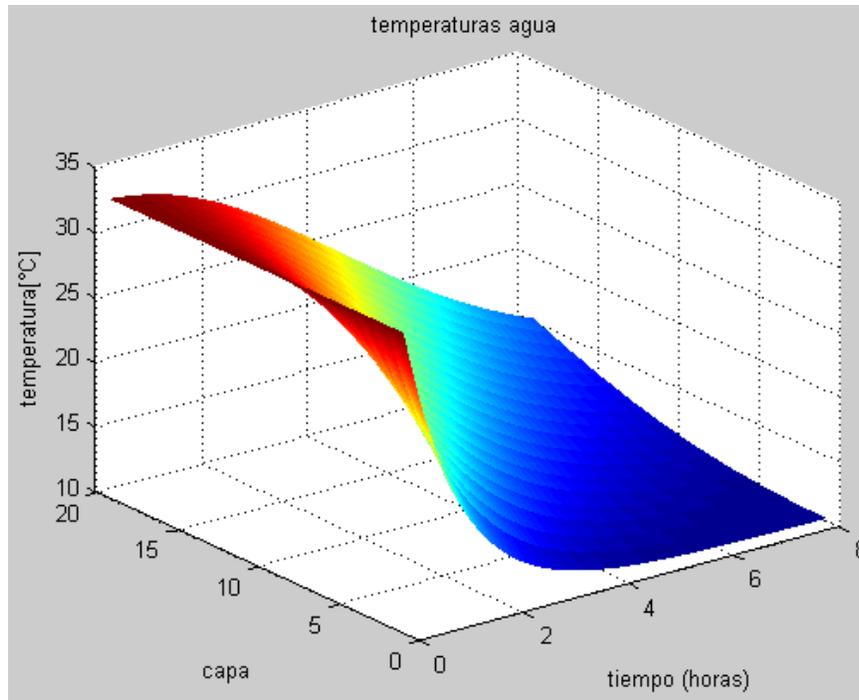


Figura 7-3: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.

Las temperaturas obtenidas para el aire en cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 7-4.

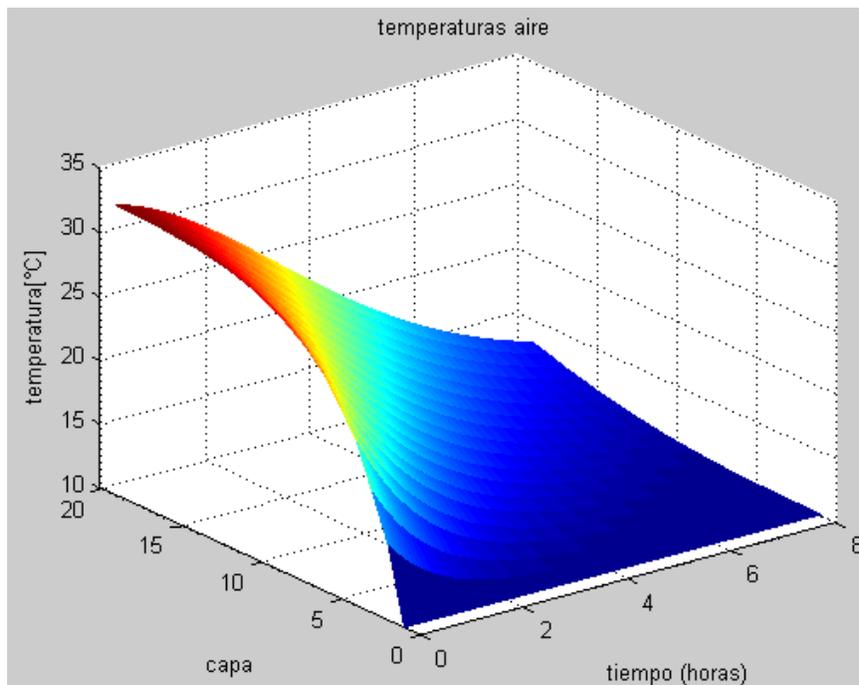


Figura 7-4: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.

7.2.2 *ENERGÍA*

De acuerdo a la temperatura inicial de las botellas (33[°C]) cantidad de energía disponible para el agua es de 8,98 [kWh].

La energía entregada al aire durante las 8 horas es de 7,75 [kWh].

La energía disipada por las paredes del acumulador es de 0,19 [kWh] (considerando $U=0.8$ [W/m²°C]), y si se considera que el acumulador se encuentra dentro de la pieza, esta energía se puede considerar como energía entregada a la pieza, por lo que en ese caso la energía total entregada a la pieza es de 7,95 [kWh].

7.2.3 *COEFICIENTE CONVECTIVO*

Se realiza un cálculo del coeficiente convectivo para cada capa e instante de tiempo durante la descarga, con lo que se obtiene que el coeficiente convectivo varía en cantidades reducidas con un máximo de 23,4[W/m²K] y un mínimo de 23,1 [W/m²K].

7.2.4 *NÚMERO DE REYNOLDS*

El número de Reynolds se calcula para cada capa e instante de tiempo, de lo cual se obtiene que varía desde 7.814 a 8.977. Esto es relevante ya que la relación de la Ecuación 6-3 es válida para valores del numero de Reynolds mayores a 2.000 y menores a 40.000 [14]. Luego, se observa que los valores de Reynolds se encuentran dentro del rango donde la Ecuación 6-3 es válida.

7.2.5 *PÉRDIDA DE CARGA*

La pérdida de carga obtenida para todo el acumulador durante la descarga es de 32[Pa]. Al considerar el caudal de aire que pasa por el acumulador se tiene que el sistema de ventilación debe entregar como potencia efectiva la cantidad de 2,0[W].

8 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ACUMULACIÓN

La solución de acumulador propuesta se diseñó y se construyó según los planos expuestos en el Anexo 1. Este acumulador fue probado en una experiencia de laboratorio, con el objetivo de observar su comportamiento y verificar si el modelo teórico aplicado entrega resultados acordes con la realidad.

Cabe señalar que el acumulador construido no coincide del todo con el expuesto en los planos ya que por dificultades técnicas en la construcción este acumulador no presenta, en sus botellas, un arreglo cruzado, sino que tiene un arreglo en línea. Esto perjudica la transferencia de calor desde el aire a las botellas, pero aun así permite observar el comportamiento del acumulador y si el modelo aplicado se ajusta a la realidad. Por lo que se esperaría que el acumulador expuesto en los planos se comporte de mejor manera que el observado en este modulo experimental.

El acumulador construido sin las tapas lateral y superior se puede observar en la Figura 8-1, mientras que en la Figura 8-2 se tiene un detalle de la apertura superior del acumulador, donde es posible observar la manera en que se sostienen las mallas ACMA, donde se apoyan las botellas PET. Finalmente en la Figura 8-3 se tiene las tapas lateral y superior del acumulador construido.

El costo en materiales para la construcción del acumulador fue de \$120.000 chilenos. Este gasto no incluye el valor de las herramientas utilizadas, que se limitan a un taladro, una caladora, una cierra para madera y destornilladores. Tampoco incluye el gasto en las botellas, ya que estas fueron conseguidas por medio de una colecta.

Es menester mencionar que sobraron materiales de los comprados, por lo que si se buscara construir varios sistemas de acumulación el gasto en materiales debería disminuir.

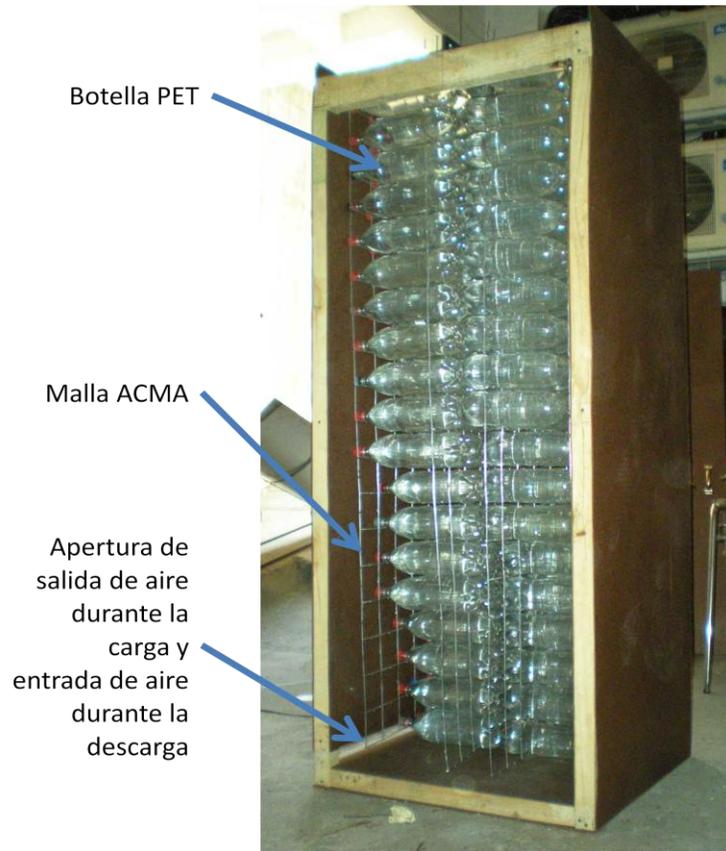
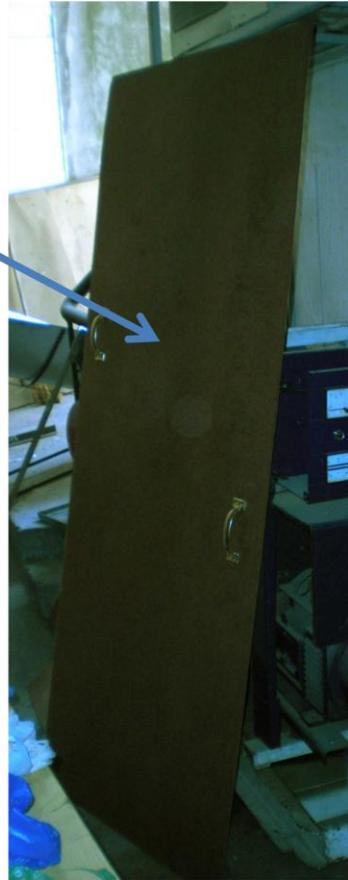


Figura 8-1: Fotografía del acumulador construido. Se encuentra sin todas las botellas y sin las tapas lateral y superior.



Figura 8-2: Detalle de la apertura superior del acumulador construido. Se encuentra sin las tapas lateral y superior.

Tapa lateral



Tapa superior

Figura 8-3: Detalle de la tapa lateral y la tapa superior del acumulador construido.

9 MODULO EXPERIMENTAL

El acumulador construido fue probado en una experiencia de laboratorio, con el objetivo de observar su comportamiento y verificar si el modelo teórico aplicado entrega resultados acordes con la realidad.

9.1 METODOLOGÍA

El experimento consiste en tomar las medidas pertinentes mientras se simula el periodo de carga del acumulador por medio de su alimentación con aire caliente.

9.1.1 ALIMENTACION DEL ACUMULADOR

La simulación de la carga del acumulador se realiza alimentándolo con aire caliente. Esto es posible gracias a un calefactor fabricado artesanalmente, el que cuenta con un ventilador y un banco de resistencias. El sistema completo se puede observar en la Figura 9-1, mientras que el sistema calefactor se puede observar en la Figura 9-2.

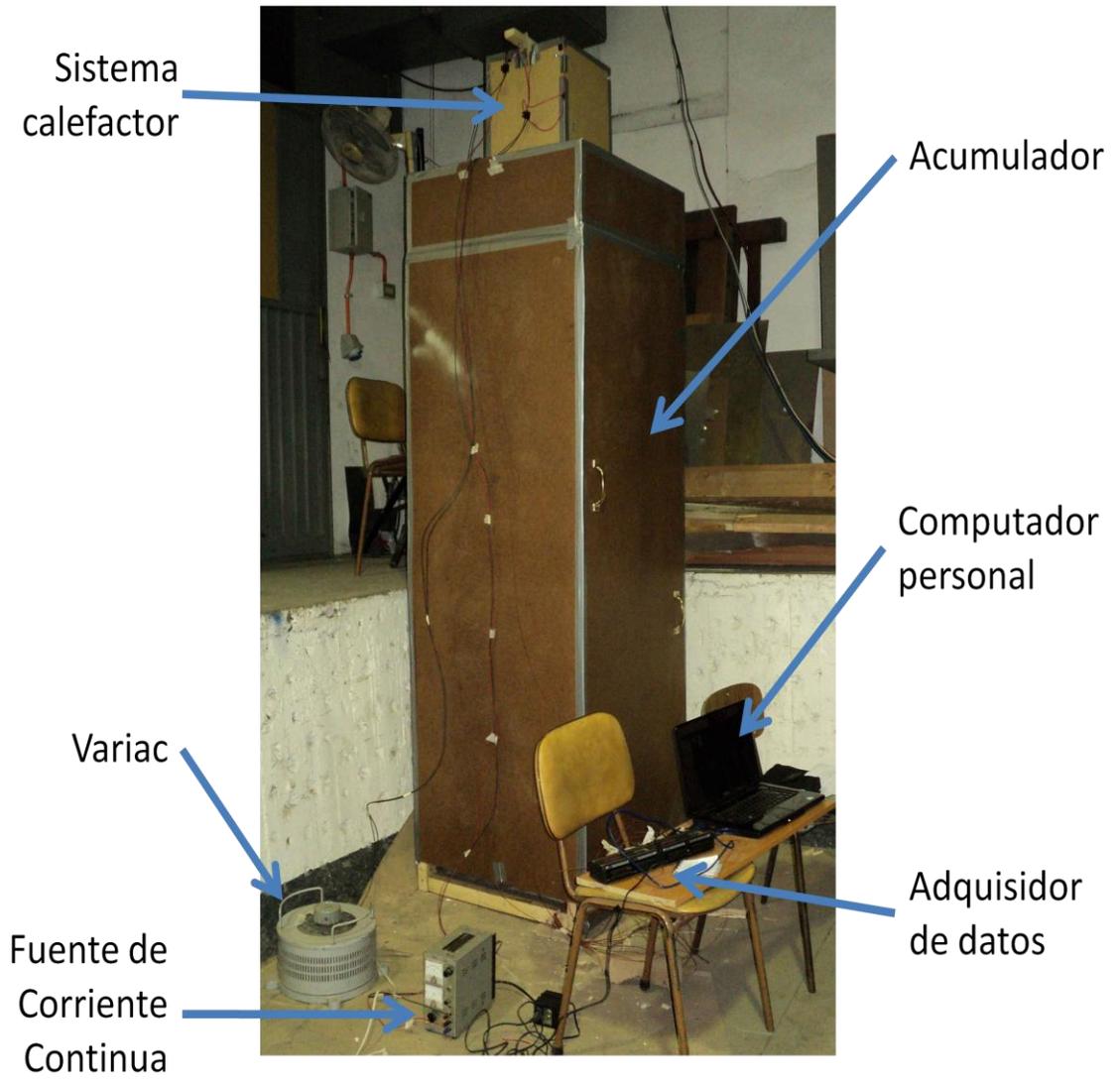


Figura 9-1: Acumulador con el sistema completo de toma de mediciones.



Figura 9-2: Sistema calefactor.

El ventilador (ver Figura 9-2) es de un radiador de automóvil, conseguido en una desarmadura. Este ventilador tiene la ventaja de funcionar por medio de un motor eléctrico de corriente continua, por lo que al alimentarlo con una fuente de corriente continua variable, es posible tener control de su velocidad. La fuente de corriente continua se puede observar en la Figura 9-3.



Figura 9-3: Fuente de corriente continua utilizada para alimentar el ventilador del calefactor.

El banco de resistencias consta de dos resistencias de 45 ohmios cada una (Ver Figura 9-4 y Figura 9-5). Estas se encuentran conectadas en paralelo y alimentadas con corriente alterna a

través de un Variac (Ver Figura 9-6). Esto permite controlar la potencia que disipan estas resistencias.



Figura 9-4: Detalle de instalación de ventilador y resistencias en el calefactor.



Figura 9-5: Detalle de banco de resistencias al interior del calefactor.



Figura 9-6: Variac utilizado para alimentar el banco de resistencias del sistema calefactor.

9.1.2 MEDIDAS

Las mediciones tomadas son: la potencia eléctrica entregada a las resistencias, la velocidad del aire de salida y temperaturas en diversos puntos del acumulador.

La potencia eléctrica entregada a las resistencias se mide por medio de un amperímetro y un voltímetro conectados a la salida del Variac que alimenta las resistencias. Luego es posible determinar la potencia por medio de la multiplicación de la corriente y el voltaje.

La velocidad del aire de salida se mide por medio de un anemómetro y se considera que esta velocidad es constante en toda el área de salida, con lo que es posible determinar el flujo volumétrico de aire por medio de la multiplicación del área y la velocidad del aire de salida.

Los puntos de medición de las temperaturas son 19, y se enumeran a continuación:

1: Temperatura ambiente.

2: Temperatura del aire caliente a la entrada del acumulador.

3: Temperatura del aire de salida del acumulador.

4 a 7: Temperatura de superficie de la botellas centrales de la capas 1, 7, 13 y 19.

8 a 11: Temperatura de superficie de la botellas laterales de la capas 1, 7, 13 y 19.

12 a 15: Temperatura del aire en el centro de la capas 1, 7, 13 y 19.

16 a 19: Temperatura del aire en el lado de la capas 1, 7, 13 y 19.

Se debe tener en consideración que la capa 1 hace referencia a la capa de botellas más cercana al calefactor, es decir, la capa superior, mientras que la capa 19 hace referencia a la capa de botellas más cercana al suelo.

Las medidas se realizan en las capas 1, 7, 13 y 19 debido a que se busca que sean capas equidistantes a lo largo de todo el acumulador.

Las temperaturas medidas se realizan con termocuplas de tipo T. Éstas se fabricaron soldando las puntas de cables constantán-cobre con soldadura para circuitos. Las mediciones de las temperaturas del aire se realizan exponiendo la termocupla directamente al aire, lo que si bien entrega una buena referencia de la temperatura del aire, no es la manera más adecuada de tomar esta medida, ya que de esta manera la termocupla se ve significativamente afectada por la radiación de los elementos que la rodean, más aún cuando las velocidades del aire a medir no son altas.

Las temperaturas medidas en las botellas se toman pegando la termocupla a la pared de cada botella con cinta americana, por lo que la termocupla no entrega la temperatura del agua de la botella, sino que entrega la temperatura de la pared de la botella. En adición a esto la temperatura que entrega la termocupla se ve afectada por la temperatura del aire que circula alrededor de la botella y la radiación emitida por los elementos circundantes.

Las termocuplas se conectan a un adquisidor de datos Personal Daq/56 del fabricante IOtech. Este adquisidor de datos se encuentra conectado con un modulo expansor PDQ1 del mismo fabricante, lo que aumenta el número de entradas y así es posible conectar las 19 termocuplas necesarias. El adquisidor de datos Personal Daq/56 va conectado por medio de un cable USB a un computador personal el cual recibe la información en el software gratuito Personal DaqView (Ver Figura 9-7). El software se encuentra configurado para recibir la información directamente como temperatura y tomarla cada 10 segundos. Cabe mencionar que las termocuplas de tipo T poseen un error de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ [16].



Figura 9-7: Sistema de adquisición de datos.

10 RESULTADOS DEL MODULO EXPERIMENTAL

Se realizaron dos mediciones para periodos de carga de 8 horas. El primero considera un flujo volumétrico de aire constante de 59,3 [m³/h] (medición 1) y el segundo un flujo de 118,6 [m³/h] (medición 2).

Se realizó una tercera medición que incluye un periodo de carga de 7 horas alimentado con un flujo de aire de 128,5 [m³/h], para luego iniciar un periodo de descarga de 10 horas de duración con un flujo de aire de 98,8 [m³/h]. Las mediciones de las temperaturas para la carga arrojan resultados similares a los obtenidos en obtenidos en la medición 2, por lo que no se presentarán estos resultados en este capítulo y si estos son de interés del lector, es posible consultarlos en los anexos.

Con respecto a los resultados del modulo experimental se debe mencionar que estos se presentan de manera independiente a los del modelo teórico aplicado al acumulador diseñado por dos razones. Por un lado el acumulador diseñado no es idéntico al construido (ver sección 8), por lo que el análisis del acumulador diseñado, al menos desde la perspectiva teórica es necesario.

Por otro lado el flujo para el cual el acumulador está diseñado no fue posible de alcanzar con el ventilador utilizado en el modulo experimental y es por esto que el modulo experimental se realiza para condiciones distintas a las esperadas en el diseño. En este punto es importante mencionar que las potencias a las cuales se someten las resistencias, en el modulo experimental, buscan ser similares a las del diseño, a pesar de que el flujo es distinto y es por esto que las diferencias de temperatura entre el ambiente y la entrada al acumulador (durante la carga) son distintas a las diferencias de temperaturas expuestas en el diseño del acumulador.

10.1 MEDICIÓN 1 (CARGA FLUJO DE 59,3 [m³/h])

Las mediciones tomadas para la primera experiencia son con un flujo constante de aire de 59,3 [m³/h]. La potencia eléctrica entregada a las resistencias del calefactor es constante y se mide en 1146 [W]. Las mediciones de las temperaturas arrojan los resultados que se muestran a continuación.

10.1.1 BOTELLAS

La Figura 10-1 muestra las curvas de temperatura que siguen las botellas del centro de las capas 1, 7, 13 y 19. Donde se observa que siguen un comportamiento esperable según el modelo aplicado y se nota una clara tendencia a la estratificación.

Se debe considerar que durante los primeros 40 minutos de mediciones el calefactor no se encontraba en funcionamiento, lo que se observa claramente en las curvas de temperatura que presenta la capa 1.

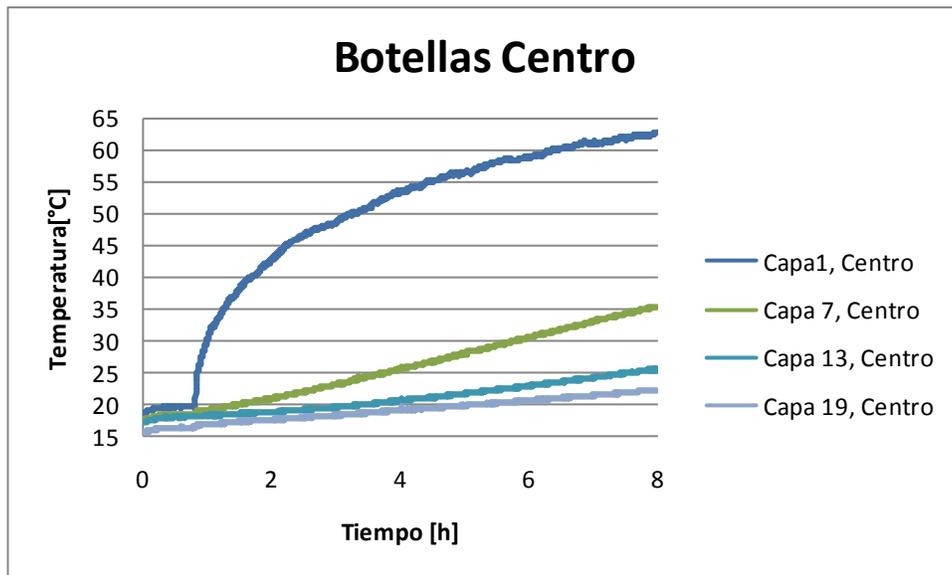


Figura 10-1: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$.

Las botellas de los lados muestran una tendencia muy similar (ver Figura 10-2), lo que indica que la suposición, tomada en el modelo, de considerar que las temperaturas de las botellas se mantiene constante a lo largo de cada capa, es una buena aproximación de la realidad y que el flujo de aire se alcanza a distribuir uniformemente antes de hacer contacto con las botellas. Esto es posible de observar al comparar la Figura 10-1 con la Figura 10-2.

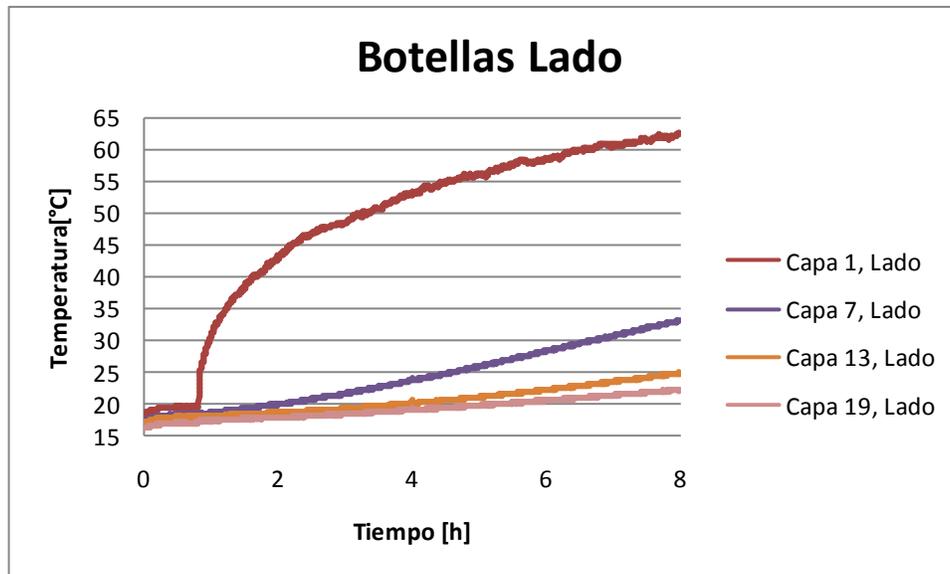


Figura 10-2: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 59,3[m³/h].

10.1.2 AIRE

Las medidas realizadas para el aire tanto del centro de cada capa como del lado se pueden observar en la Figura 10-3 y en la Figura 10-4. Se tiene que el comportamiento es similar en el centro que en lado y es muy similar al comportamiento que presentan las mediciones realizadas en las botellas.

El hecho de que las medidas del aire en el centro y en la parte lateral del acumulador sean similares indica que la suposición, tomada en el modelo, de considerar que las temperaturas de las botellas se mantiene constante a lo largo de cada capa, es una buena aproximación de la realidad y que el flujo de aire se alcanza a distribuir uniformemente antes de hacer contacto con las botellas.

Por otro lado, el hecho de que las mediciones realizadas en la botella y en el aire arrojen medidas similares hace relación con la forma en que se toman estas medidas (ver sección 9.1.2) ya que la medición de las botellas se realiza con la termocupla pegada a la pared de esta, por lo que la termocupla, si bien se encuentra en contacto con la botella, también está afectada por el aire que circula alrededor de la botella y la radiación de los elementos próximos a ella. A su vez la medición de la temperatura del aire se realiza con la termocupla en contacto directo con el aire y

sin protección alguna ante la radiación. Por lo que el efecto de la radiación es significativo y más aún cuando la velocidad del aire que pasa por la termocupla es relativamente baja.

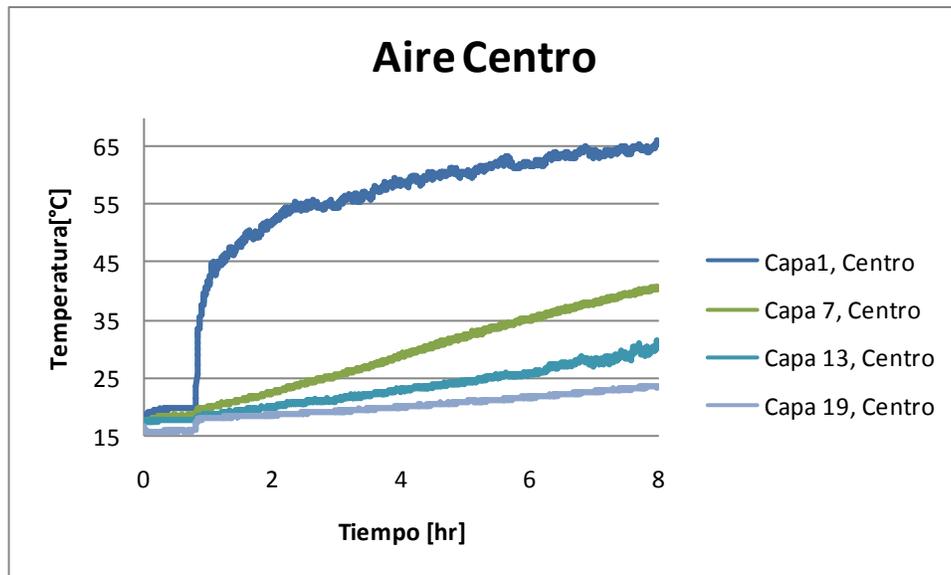


Figura 10-3: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 59,3[m³/h].

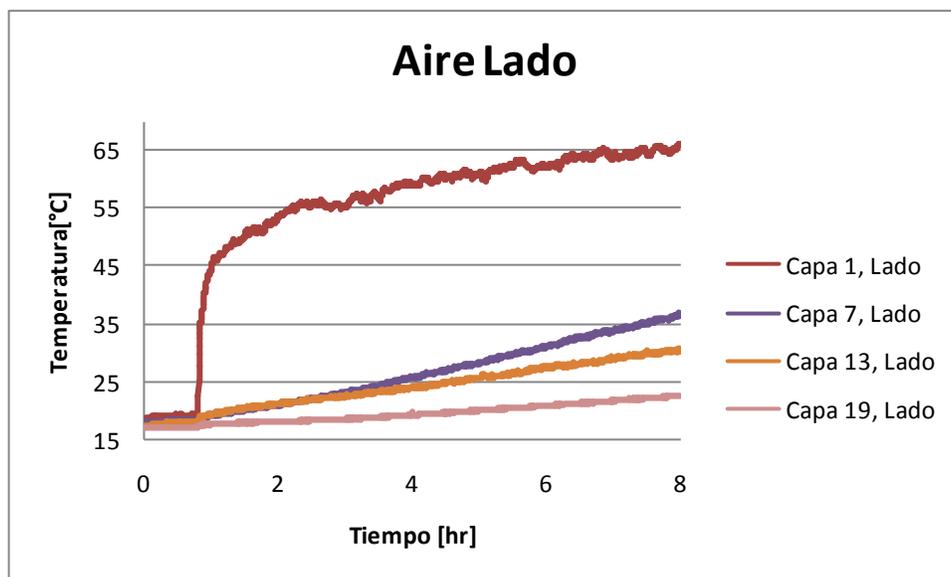


Figura 10-4: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 59,3[m³/h].

También se debe conocer el comportamiento del aire a la entrada y a la salida. Lo que se puede observar en la Figura 10-5, donde se rescata que las curvas obtenidas para el ambiente y la

salida del acumulador son muy similares, lo que muestra que el nivel de estratificación del acumulador es alto y durante la carga no afectará de manera significativa la temperatura de la habitación a calefaccionar.

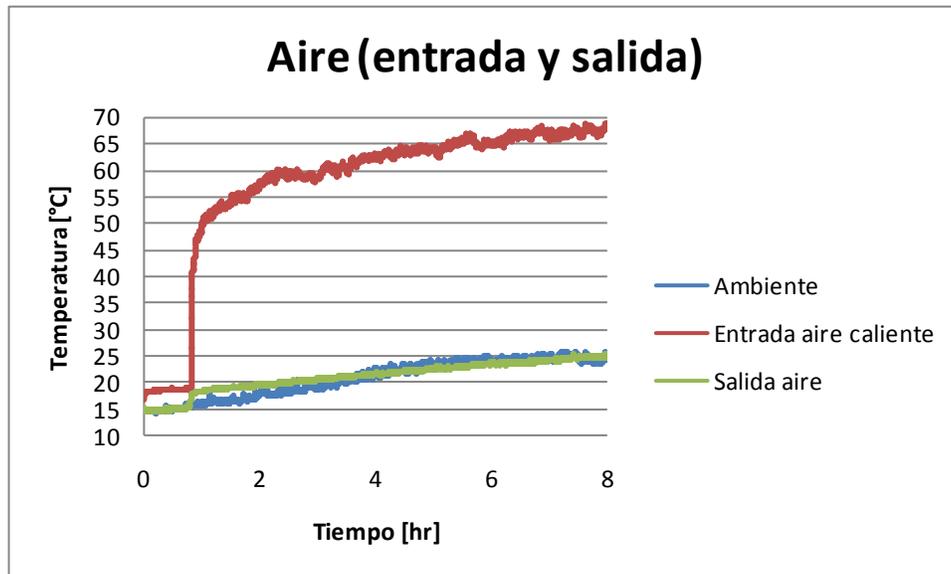


Figura 10-5: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$.

10.1.3 COMPARACION DE MEDICIONES CON MODELO TEÓRICO

A continuación se presentan los gráficos de las temperaturas de cada capa, junto con la curva predicha según el modelo teórico. En la Figura 10-6 se presentan las curvas para las capas 1 y 7, mientras que en la Figura 10-7 se tienen las curvas para las capas 13 y 19.

Es posible observar que las temperaturas del aire y las botellas presentan curvas muy similares. Esto se explica por la manera en que están posicionadas las termocuplas (ver sección 10.1.2).

Si no se considera la curva del aire para la capa 1, se observa que el modelo teórico predice de manera razonable el comportamiento tanto de las botellas como del aire y las curvas se ajustan de mejor manera para las capas superiores (capas 1 y 7) mientras que para las capas inferiores (capas 13 y 19) la curva del modelo presenta un mayor desacople con respecto a las curvas de la medición, aunque si se observa con detalle se tiene que la diferencia entre el modelo teórico y las

mediciones no alcanza a ser mayor que los 6 [°C] de diferencia (capa 13) y en todas las capas observadas se tiene que la curva teórica y experimentales siguen la misma tendencia.

El análisis anterior deja de lado el caso del aire para la capa 1, ya que el modelo considera que el aire a la entrada del acumulador tiene una temperatura constante, mientras que en el modulo experimental esto no sucede (ver gráfico de temperatura del aire en la capa 1 de la Figura 10-6).

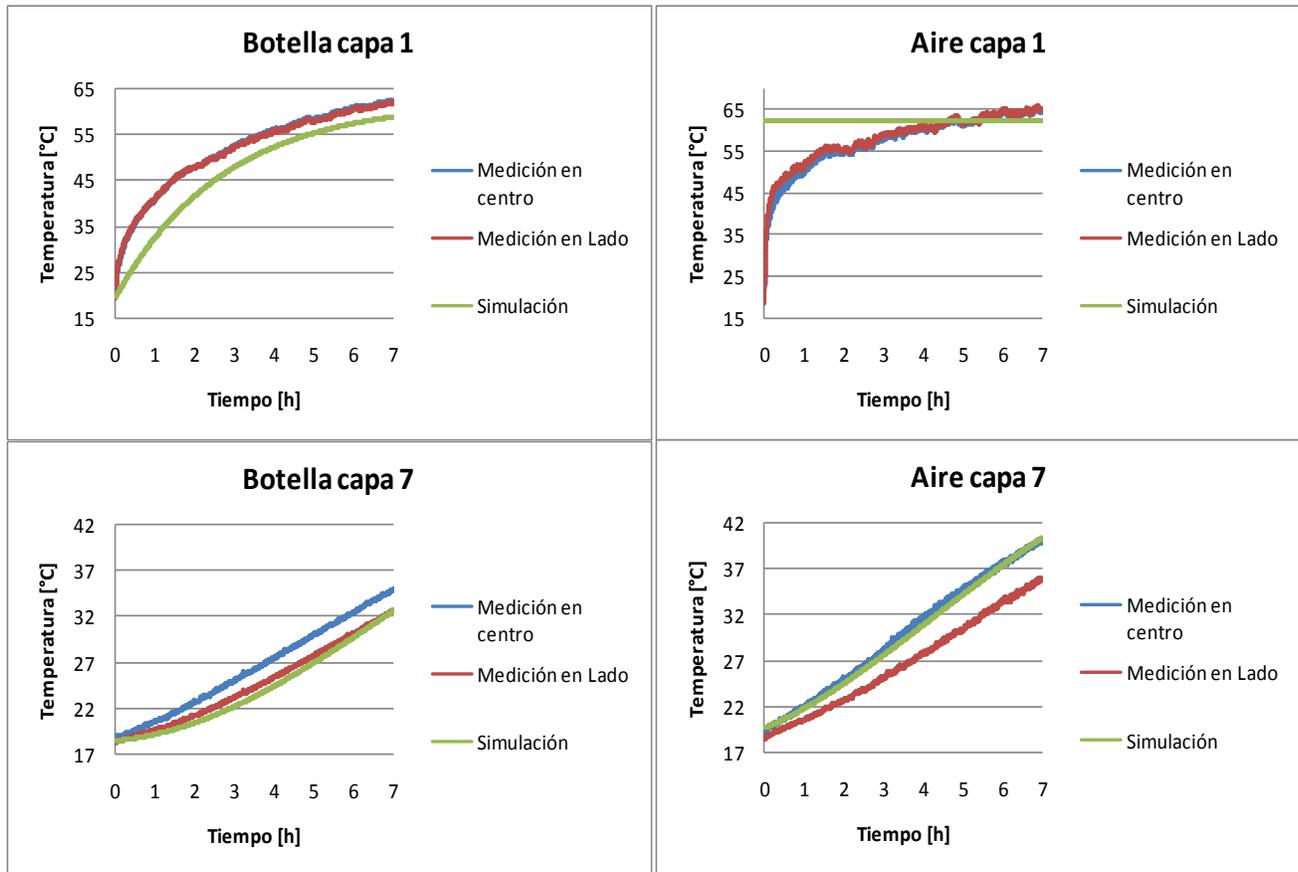


Figura 10-6: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 59,3[m³/h].

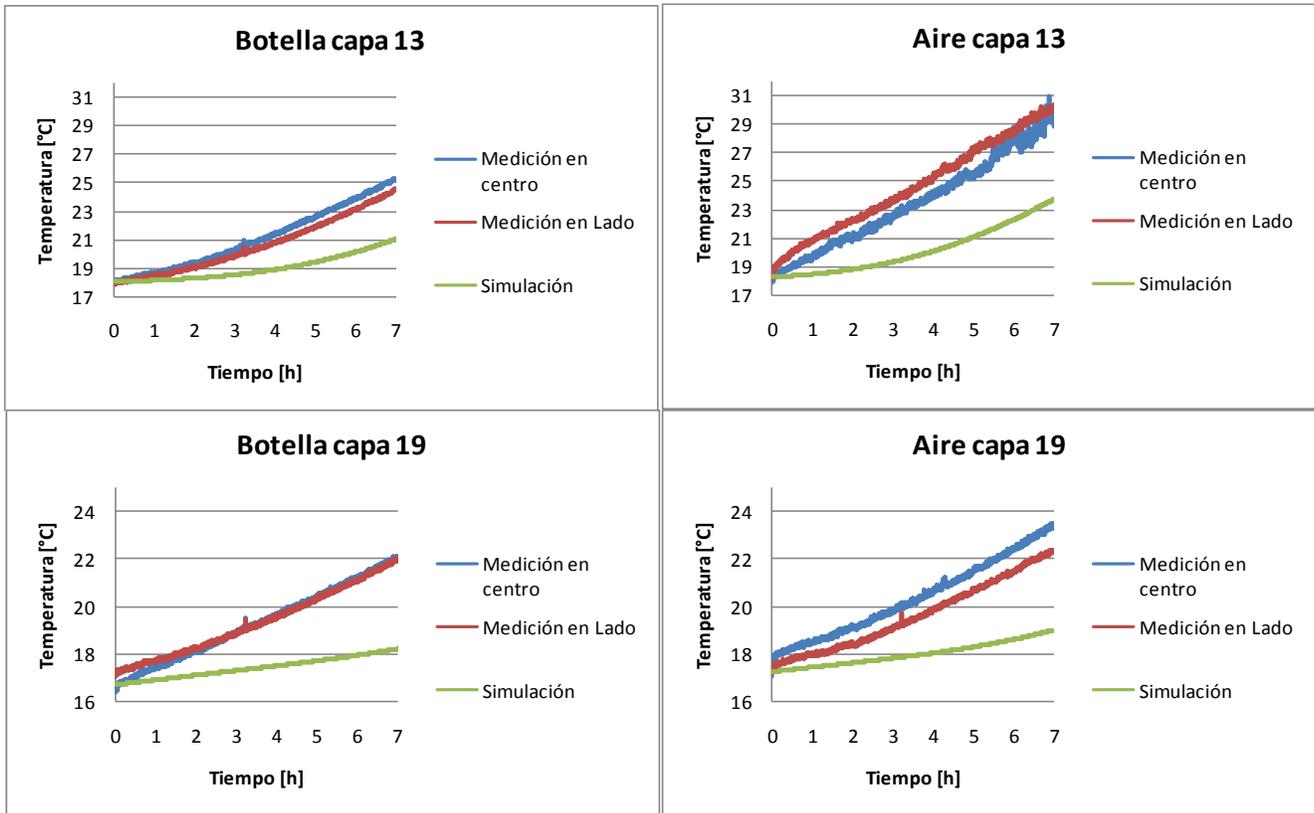


Figura 10-7: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$.

Con respecto a la aplicación del modelo teórico aplicado para el caso de la medición 1 se debe mencionar que los números de Reynolds calculados para cada capa e instante de tiempo se muestran en la Figura 10-8.

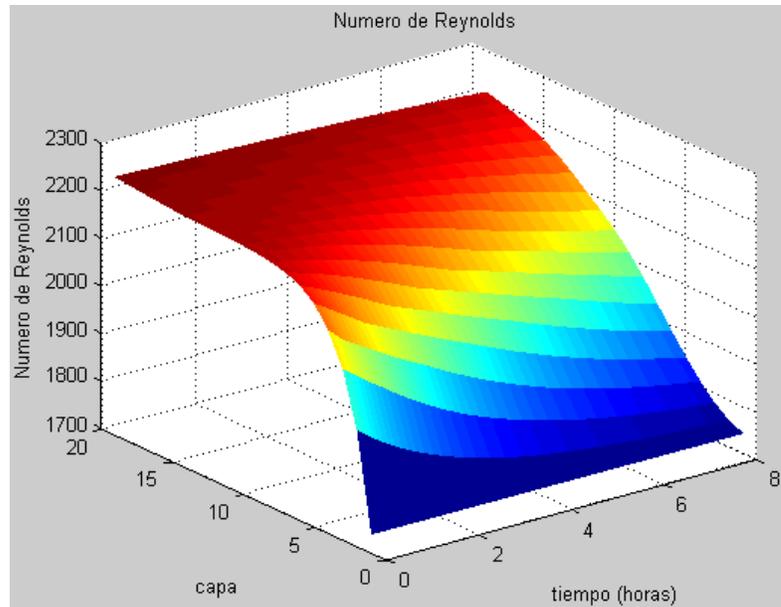


Figura 10-8: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de medición con flujo de aire de $59,3[m^3/h]$.

Donde se observa que los valores obtenidos para las capas 1 a 10 son valores menores a 2000. Esto es relevante ya que la Ecuación 6-3 es válida para valores de Reynolds entre 2.000 y 40.000 [14]. Por lo que el modelo aplicado para el cálculo del coeficiente convectivo no debería ser válido para las primeras capas. Sin embargo según la Figura 10-6 y la Figura 10-7, se tiene que el modelo se ajusta de mejor manera en las primeras capas por lo que, este efecto parece no ser relevante. Más aún teniendo en consideración que el valor mínimo que alcanza el numero de Reynolds es de 1.742, lo que no se aleja demasiado del límite inferior donde la Ecuación 6-3 es válida.

Finalmente se debe notar que el fluido se comporta en un régimen laminar, dado el rango en que varía el número de Reynolds.

10.2 MEDICIÓN 2 (CARGA CON FLUJO DE $118,6 [m^3/h]$)

Las mediciones tomadas para la segunda experiencia se toman con un flujo constante de aire de $118,6 [m^3/h]$. La potencia eléctrica entregada a las resistencias del calefactor es constante y se mide en $1164 [W]$. Las mediciones de las temperaturas arrojan los resultados que se muestran a continuación.

10.2.1 BOTELLAS

La Figura 10-9 muestra las curvas de temperatura que siguen las botellas del centro de las capas 1, 7, 13 y 19. Donde se observa que siguen un comportamiento esperable según el modelo aplicado y se nota una clara tendencia a la estratificación al igual que en la medición 1.

Se debe considerar que durante los primeros 20 minutos de mediciones el calefactor no se encontraba en funcionamiento, lo que se observa claramente en las curvas de temperatura que presenta la capa 1.

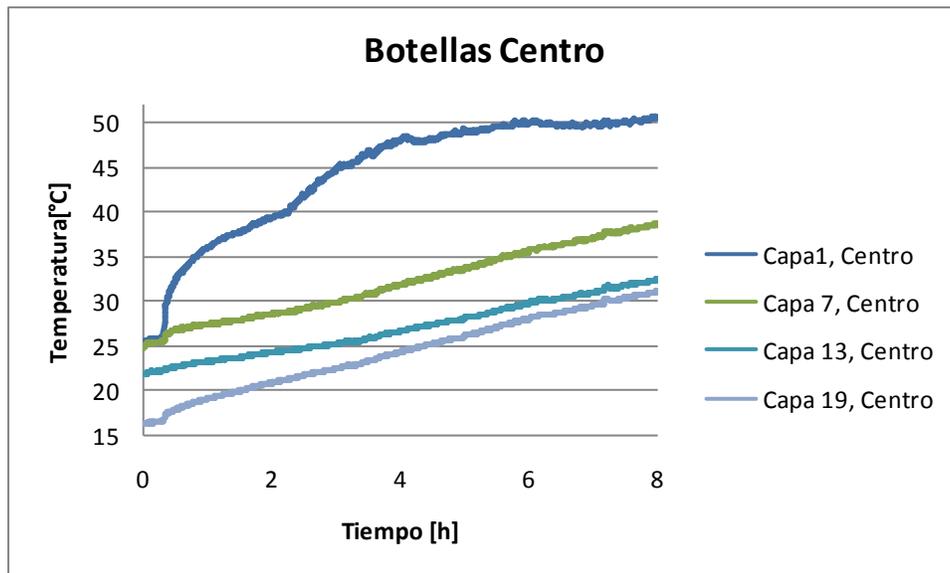


Figura 10-9: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6 [m³/h].

Las botellas de los lados muestran una tendencia muy similar (ver Figura 10-10), lo que indica que la suposición, tomada en el modelo, de considerar que las temperaturas de las botellas se mantiene constante a lo largo de cada capa, es una buena aproximación de la realidad y que el flujo de aire se alcanza a distribuir uniformemente antes de hacer contacto con las botellas. Esto es posible de observar al comparar la Figura 10-9 con la Figura 10-10.

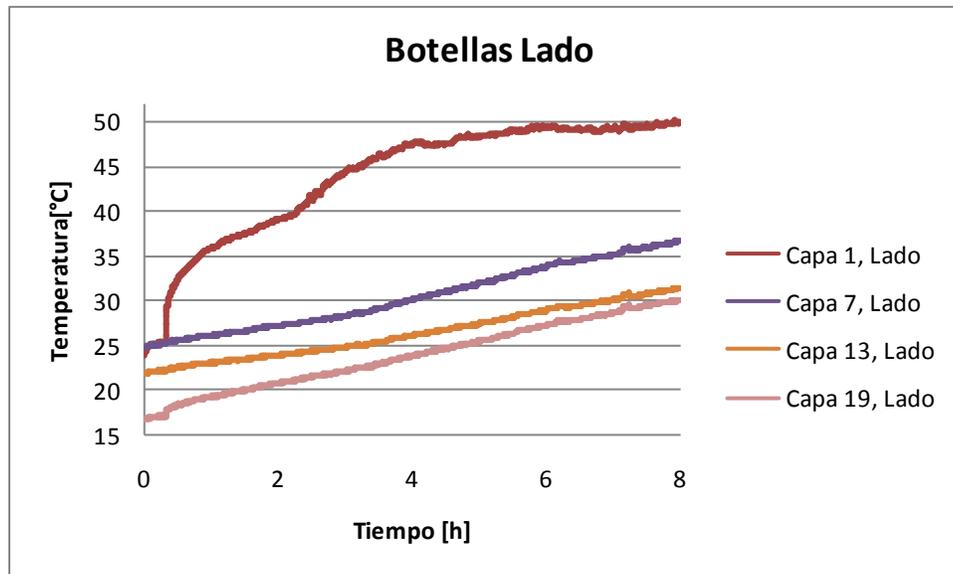


Figura 10-10: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m³/h].

10.2.2 AIRE

Las medidas realizadas para el aire tanto del centro de cada capa como del lado se pueden observar en la Figura 10-11 y en la Figura 10-12. Se tiene que el comportamiento es similar en el centro que en lado y es muy similar al comportamiento que presentan las mediciones realizadas en las botellas. Esto responde al mismo análisis realizado en la sección 10.1.2.

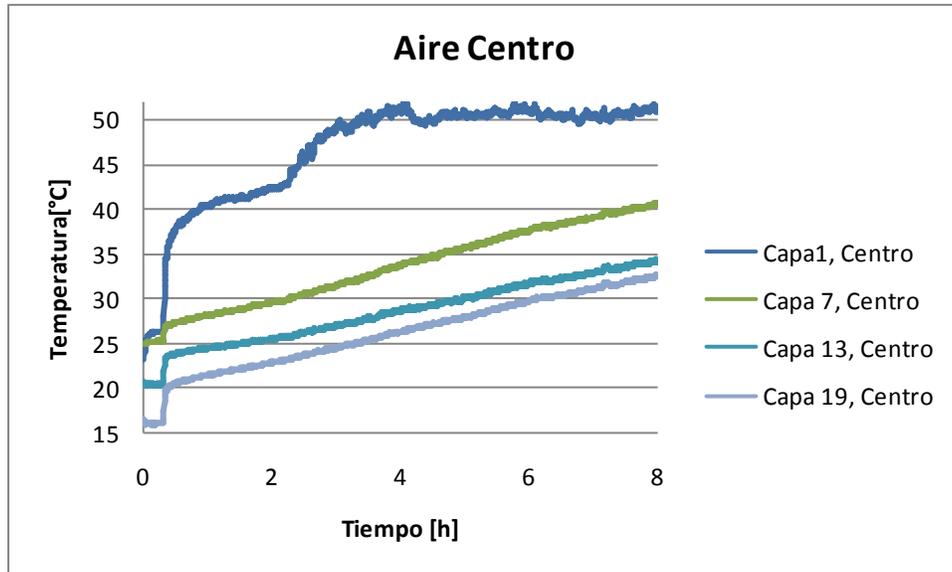


Figura 10-11: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m³/h].

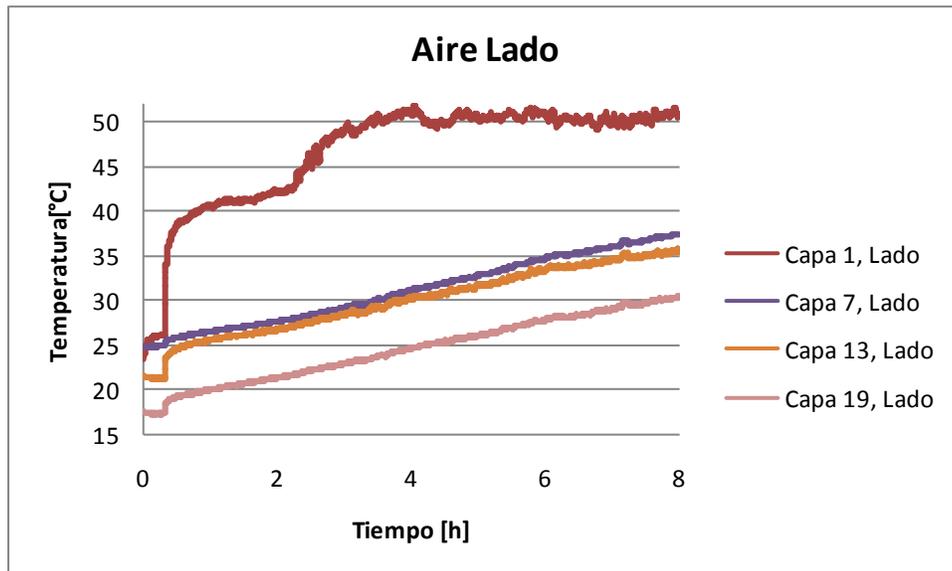


Figura 10-12: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición con flujo de aire de 118,6[m³/h].

También se debe conocer el comportamiento del aire a la entrada y a la salida. Lo que se puede observar en la Figura 10-13, donde se puede rescatar que las curvas obtenidas para el ambiente y la salida del acumulador son muy similares, lo que muestra que el nivel de estratificación del acumulador es alto y durante la carga no afectará de manera significativa la

temperatura de la habitación a calefaccionar. Sin embargo, si se comparan estas curvas con las obtenidas para las mediciones con flujo de aire de $59,3[\text{m}^3/\text{h}]$ (ver Figura 10-5) se tiene que para un mayor flujo existe un mayor desacople entre la curva de salida del aire y la temperatura ambiente. Esto se explica debido a que para un mayor flujo de aire las capas inferiores (capa 19) presentan un mayor aumento en su temperatura (ver Figura 10-7 y Figura 10-15) y por consecuencia la temperatura de salida será mayor y presentará una mayor diferencia con respecto a la temperatura ambiente.

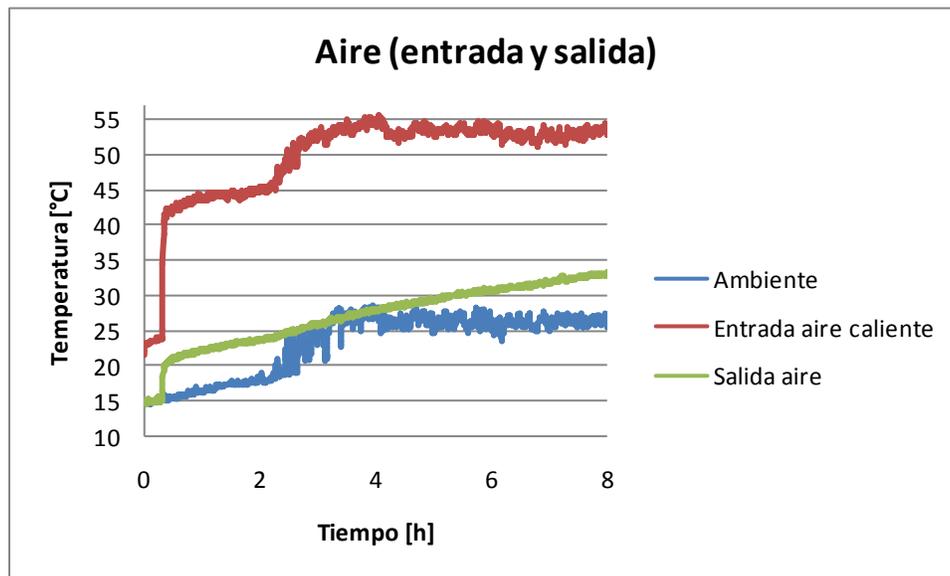


Figura 10-13: Gráfico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición con flujo de aire de $118,6[\text{m}^3/\text{h}]$.

10.2.3 COMPARACION DE MEDICIONES CON MODELO TEÓRICO

A continuación se presentan los gráficos de las temperaturas de cada capa, junto con la curva predicha según el modelo teórico. En la Figura 10-14 se presentan las curvas para las capas 1 y 7, mientras que en la Figura 10-15 se tienen las curvas para las capas 13 y 19.

Es posible observar que, al igual que en la medición 1, las temperaturas del aire y las botellas presentan curvas muy similares. Esto se explica por la manera en que están posicionadas las termocoplas (ver sección 10.1.2).

Se observa que el modelo teórico predice de manera razonable el comportamiento tanto de las botellas como del aire. Dejando de lado lo observado para el aire en la capa 1, se tiene que la mayor diferencia entre la teoría y la medición se da en la capa 7 con solo 5 [°C] de diferencia.

La capa 1 se debe analizar de manera independiente ya que el modelo considera que el aire a la entrada del acumulador tiene una temperatura constante, mientras que en el modulo experimental esto no sucede (ver gráfico de temperatura del aire en la capa 1 de la Figura 10-14). Esto explica la diferencia que existe entre la simulación y la medición para las primeras 3 horas del aire en la capa 1.

Por otro lado, existe una diferencia sustancial con respecto a la medición 1, ya que en la medición 1 se tiene que el modelo se ajusta de mejor manera en las capas superiores que en las inferiores (ver sección 10.1.3). Sin embargo, en la medición 2 el modelo se ajusta adecuadamente en las capas 13 y 19, mientras que la mayor diferencia entre simulación y medición se da en la capa 7.

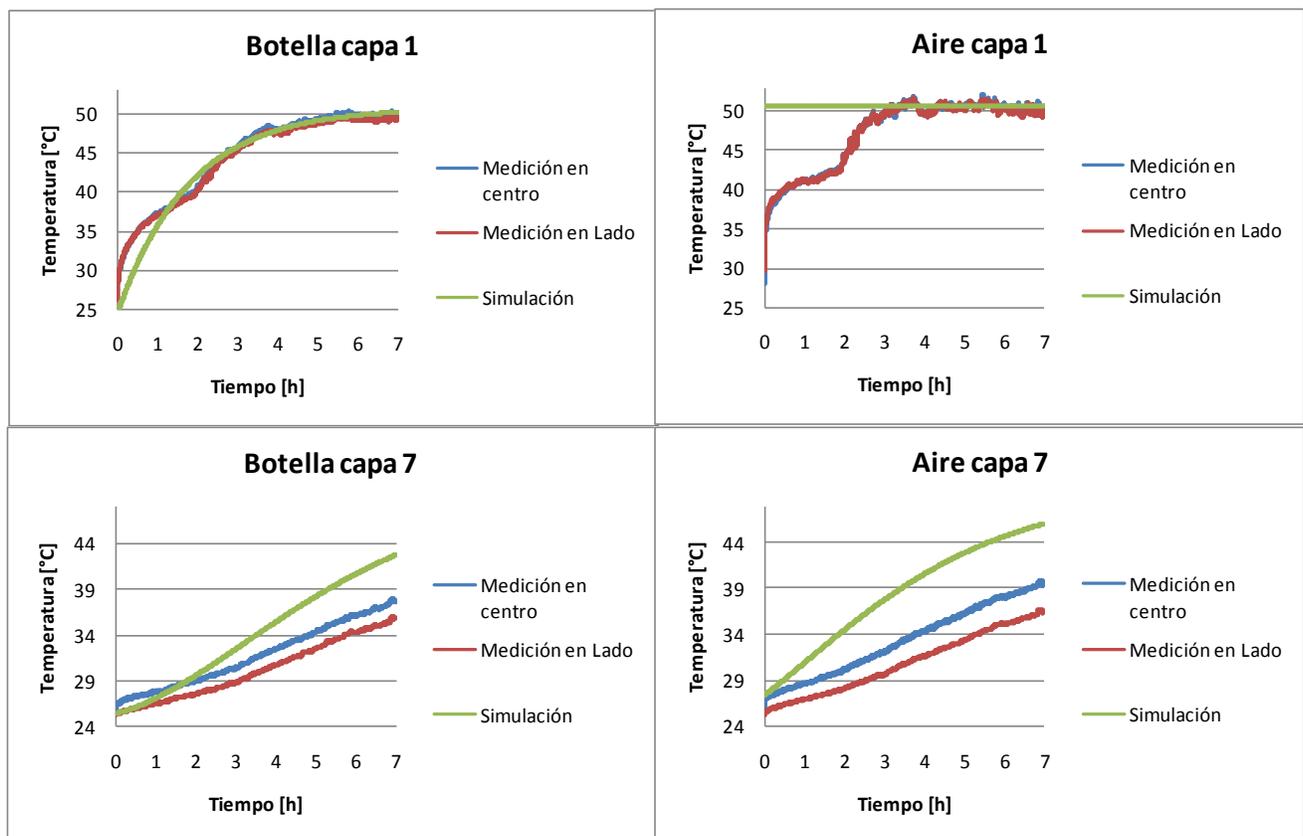


Figura 10-14: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de 118,6[m³/h].

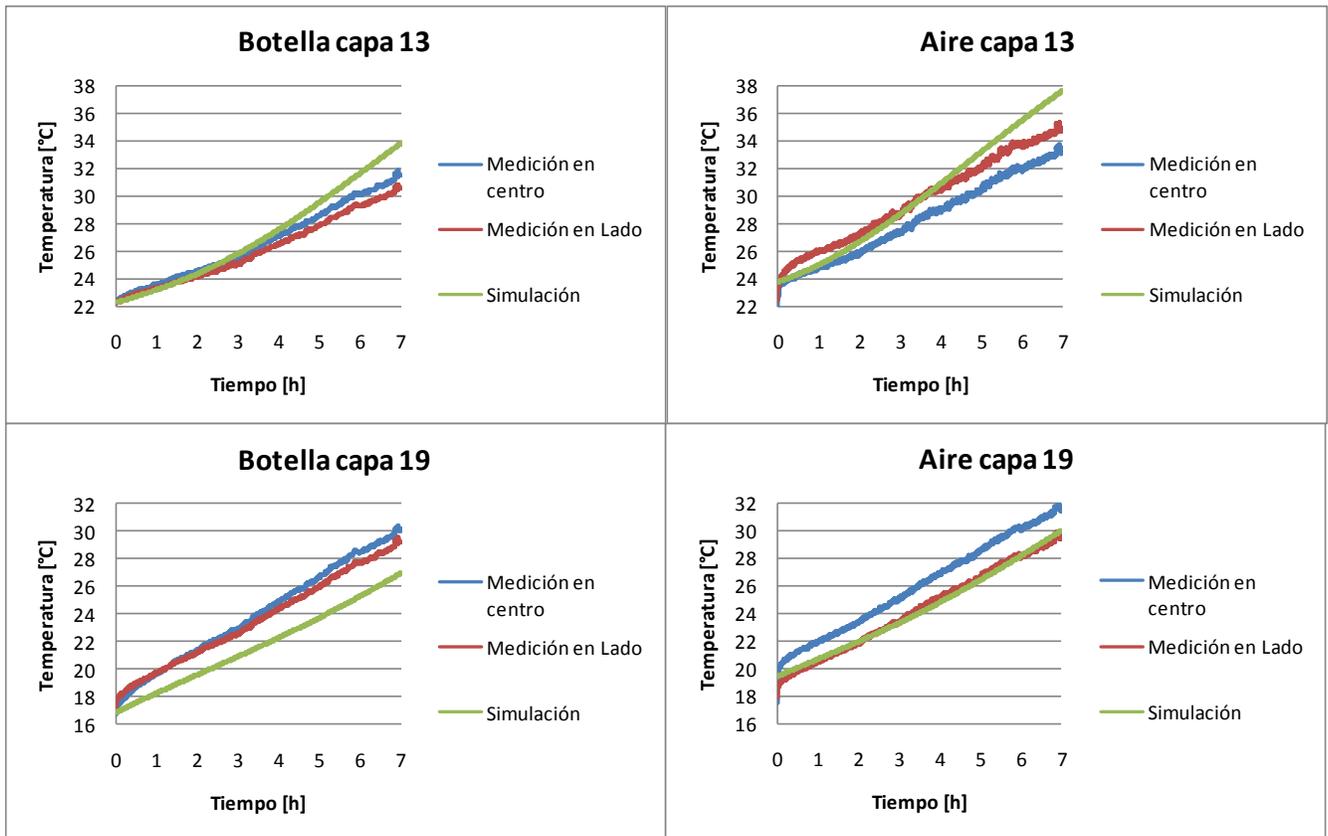


Figura 10-15: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición con flujo de aire de $118,6[m^3/h]$.

Con respecto a la aplicación del modelo teórico aplicado para el caso de la medición 2 se debe mencionar que los números de Reynolds calculados para cada capa e instante de tiempo se muestran en la Figura 10-16.

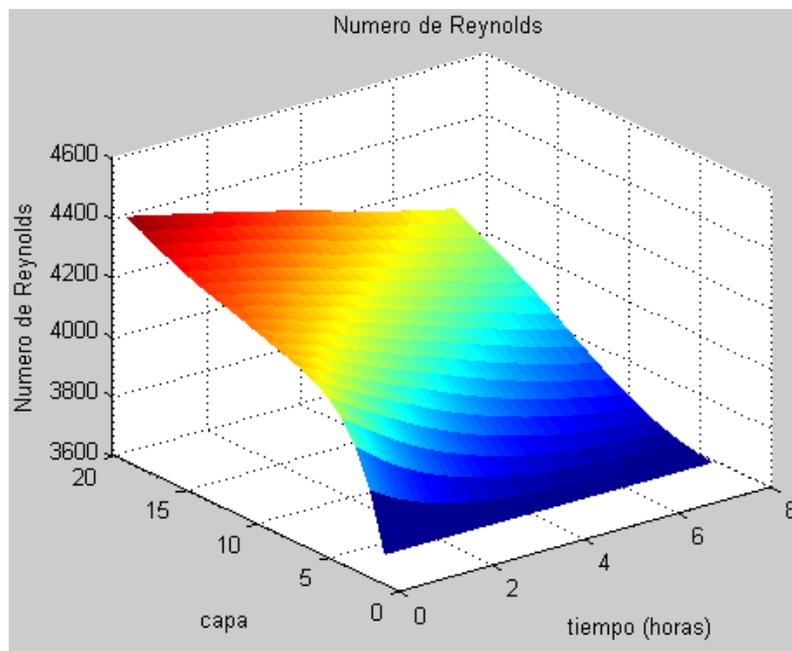


Figura 10-16: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de medición con flujo de aire de $118,6[m^3/h]$.

Donde se observa que los valores del número de Reynolds van desde 3.702 a 4.420. Esto es relevante ya que la Ecuación 6-3 es válida para valores de Reynolds entre 2.000 y 40.000 [14]. Por lo que el modelo aplicado para el cálculo del coeficiente es válido para todas las capas durante toda la simulación.

Finalmente se debe notar que el fluido se comporta en un régimen laminar, dado el rango en que varía el número de Reynolds.

10.3 MEDICIÓN 3 (DESCARGA CON FLUJO DE $98,8 [m^3/h]$)

En la tercera medición tomada se simula la carga y la descarga del acumulador. Durante la carga, el acumulador se alimenta con un flujo de $128,5 [m^3/h]$ durante 7 horas y la potencia eléctrica entregada a las resistencias es constante y es de $1176 [W]$. Para la descarga se dejan de alimentar las resistencias y se invierte la polaridad de la alimentación del ventilador, con el objetivo que el flujo de aire circule en sentido inverso. El periodo de la descarga es de 10 horas y se realiza con un flujo de aire de $98,8 [m^3/h]$.

Las mediciones de las temperaturas para la carga arrojan resultados similares a los mostrados en la medición 2, por lo que no se presentarán estos resultados en esta sección y si estos son de interés del lector, es posible consultarlos en los anexos.

Las mediciones de las temperaturas durante la descarga del acumulador arrojan los resultados que se muestran a continuación.

10.3.1 *BOTELLAS*

La Figura 10-17 muestra las curvas de temperatura que siguen las botellas del centro de las capas 1, 7, 13 y 19. Donde se observa que al comienzo de la descarga el acumulador se encuentra bastante estratificado y que hacia el final de la descarga el acumulador no ha entregado toda la energía que tiene disponible.

También se puede observar que la capas 13 y 19 tienden a mantener una temperatura constante hasta la cuarta hora de descarga, luego su temperatura empieza a descender. Esto se explica debido a que la temperatura ambiente (o temperatura de entrada) presenta variaciones y a partir de la tercera hora de descarga presenta un claro descenso (ver Figura 10-21). Es esperable que las variaciones en la temperatura ambiente afecten mayoritariamente a las capas inferiores (capas 13 y 19) y que las capas superiores no se vean tan afectadas, ya que la temperatura del aire que llega a las capas superiores se encuentra amortiguada por el intercambio producido en las capas inferiores y la inercia térmica asociada a ellas.

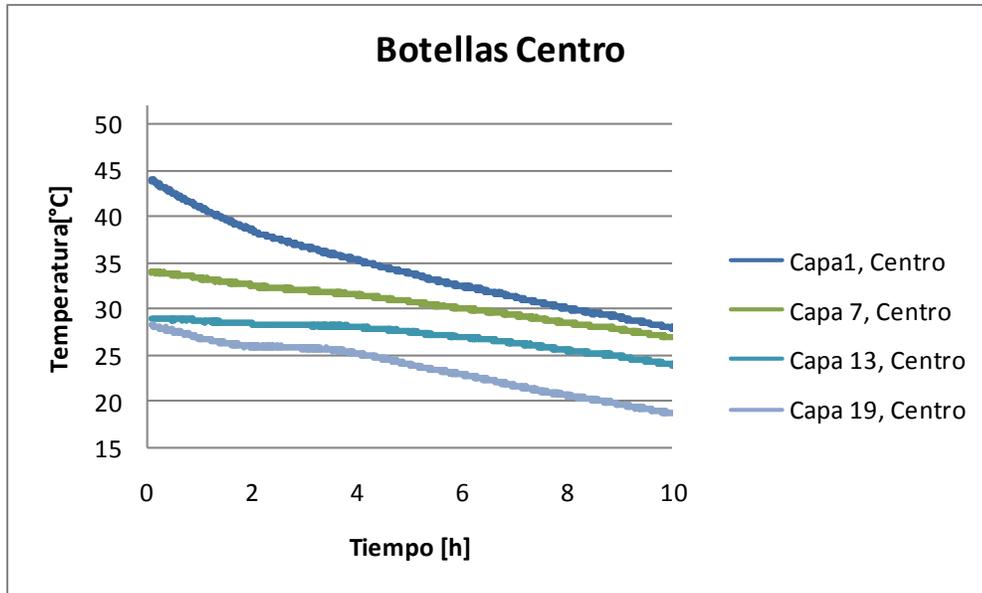


Figura 10-17: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas del centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

Las botellas de los lados muestran una tendencia muy similar (ver Figura 10-18), lo que indica que la suposición, tomada en el modelo, de considerar que las temperaturas de las botellas se mantiene constante a lo largo de cada capa, es una buena aproximación de la realidad y que el flujo de aire se alcanza a distribuir uniformemente antes de hacer contacto con las botellas. Esto es posible de observar al comparar la Figura 10-17 con la Figura 10-18.

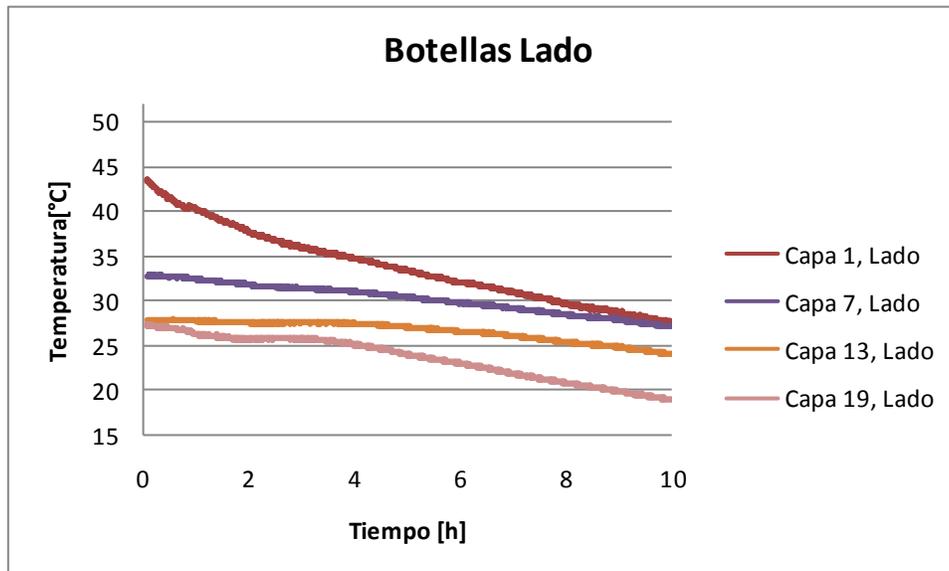


Figura 10-18: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para las botellas laterales de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

10.3.2 AIRE

Las medidas realizadas para el aire tanto del centro de cada capa como del lado se pueden observar en la Figura 10-19 y en la Figura 10-20. Se tiene que el comportamiento es similar en el centro que en lado y es muy similar al comportamiento que presentan las mediciones realizadas en las botellas. Esto responde al mismo análisis realizado en la sección 10.1.2.

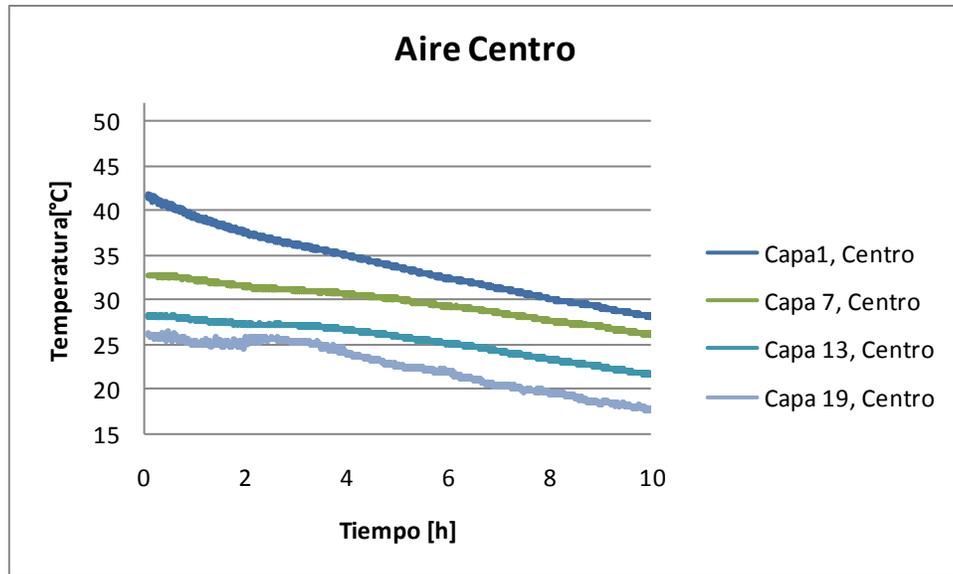


Figura 10-19: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el centro de las capas 1, 7,13 y 19. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

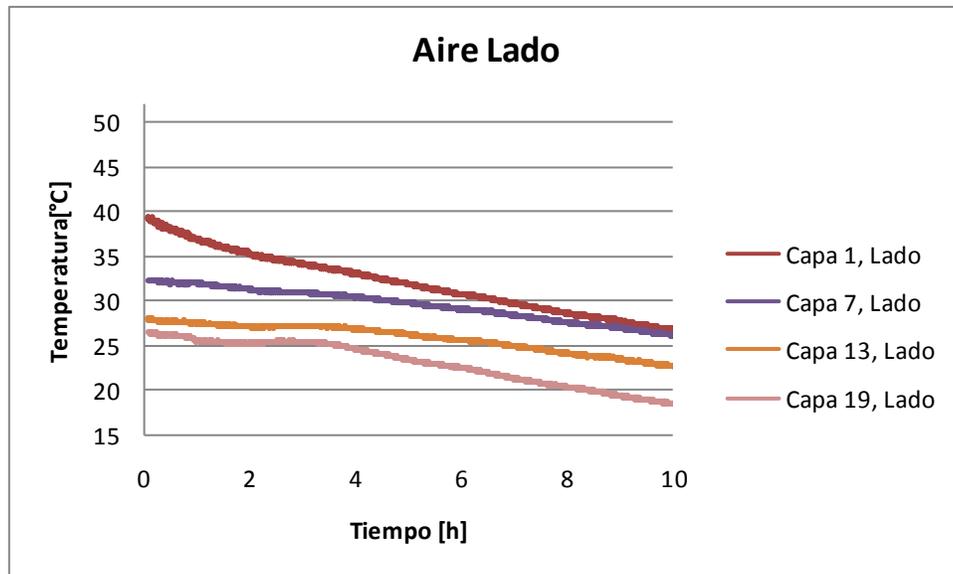


Figura 10-20: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en el lado de las capas 1, 7,13 y 19 Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

El comportamiento del aire a la entrada y a la salida del acumulador se puede observar en la Figura 10-21Figura 10-13, donde se puede rescatar que el aire a la entrada presenta una clara variación que no es considerada por el modelo teórico.

Si se observa la curva de temperatura de salida del acumulador, se tiene que durante la primera hora de descarga hay una gran caída en la temperatura. Esto se explica debido a que en la medición se realiza la carga del acumulador y luego para comenzar la descarga se debe invertir la polaridad de la alimentación del ventilador. Por lo que se deben desconectar y volver a conectar los cables que van de la fuente de corriente continua al ventilador, lo que toma un tiempo no despreciable. Durante este tiempo el aire al interior del acumulador solo fluye por convección natural, por lo que se tiene un flujo más lento que repercute en que se tenga aire con mayor tiempo de contacto con las botellas y por ende aumente mas su temperatura. A este efecto se le suma el hecho de que las resistencias y los elementos cercanos a ellas tienen cierta inercia térmica que afecta la temperatura del aire y más aún entrega calor a la termocupla por radiación

También se tiene que durante las 10 horas de descarga, el acumulador entrega calor y hacia el final de la descarga se sigue teniendo una diferencia de 7 [°C] entre la temperatura de entrada al acumulador y la de salida. Esto implica que luego de las 10 horas de descarga, el acumulador aun tiene una cantidad, no despreciable, de energía que entregar.

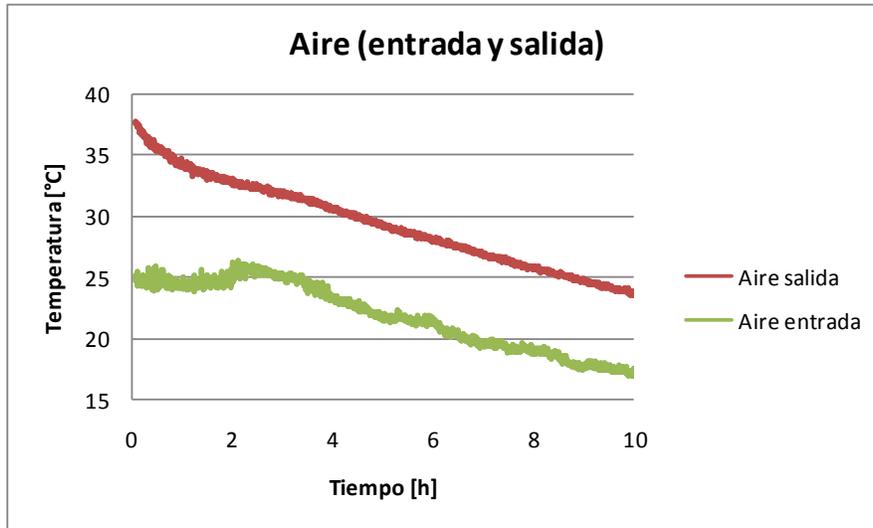


Figura 10-21: Grafico de Temperatura vs. Tiempo para el aire medido en la entrada del acumulador, la salida y el ambiente. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

A partir de la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida del acumulador durante la descarga es posible calcular la potencia térmica que entrega el acumulador. Los resultados de este cálculo se muestran en la Figura 10-22. Donde se observa que luego de las 2 horas de descarga el acumulador entrega una potencia constante lo que es esperable si la temperatura ambiente tiene presenta un comportamiento relativamente constante y el acumulador tiene un buen grado de estratificación.

Si se integra la curva de la Figura 10-22 se obtiene la energía entregada al aire durante las 10 horas de descarga es de 2,5 [kWh]. La energía acumulada al inicio del periodo de descarga se calcula en 4,6[kWh]. Este cálculo se realiza mediante la energía acumulada como calor sensible producto de la diferencia de temperaturas entre la temperatura de las botellas y la temperatura ambiente media (21,8[°C]).

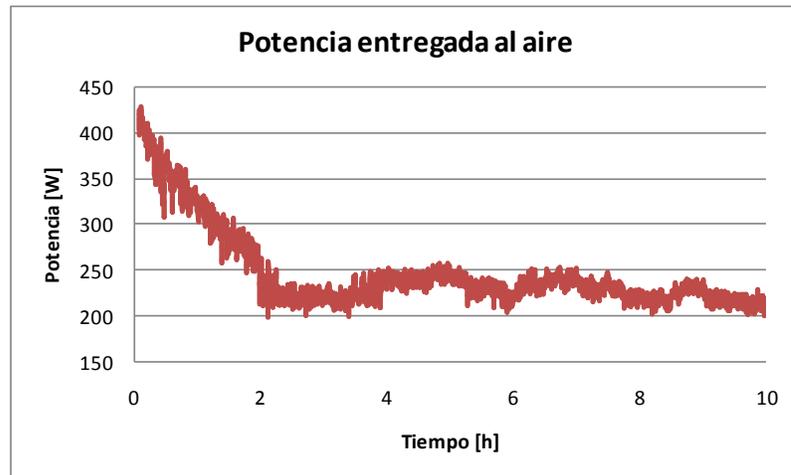


Figura 10-22: Potencia entregada al aire durante la descarga del acumulador con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

10.3.3 COMPARACION DE MEDICIONES CON MODELO TEÓRICO

A continuación se presentan los gráficos de las temperaturas de cada capa, junto con la curva predicha según el modelo teórico. En la Figura 10-23 se presentan las curvas para las capas 1 y 7, mientras que en la Figura 10-24 se tienen las curvas para las capas 13 y 19.

Es posible observar que, al igual que en las mediciones 1 y 2, las temperaturas del aire y las botellas presentan curvas muy similares. Esto se explica por la manera en que están posicionadas las termocuplas (ver sección 10.1.2).

Se observa que el modelo teórico predice de manera razonable el comportamiento tanto de las botellas como del aire. Ya que dejando de lado las curvas obtenidas para el aire en la capa 19 las diferencias entre las mediciones y la simulación no son mayores a los 3 [°C] (ver aire en capa 7, Figura 10-23).

El caso de la capa 19 se debe analizar de manera independiente ya que el modelo considera que el aire de entrada durante la descarga tiene una temperatura constante de 21,8 [°C] y según la Figura 10-21 la temperatura de entrada al acumulador está lejos de ser constante. Esta diferencia entre la temperaturas de entrada de la medición y la simulación es lo que se observa en la Figura 10-24 (ver grafico para el aire de la capa 19), ya que la temperatura medida para el aire en la capa 19 es prácticamente la temperatura del aire entrada al acumulador.

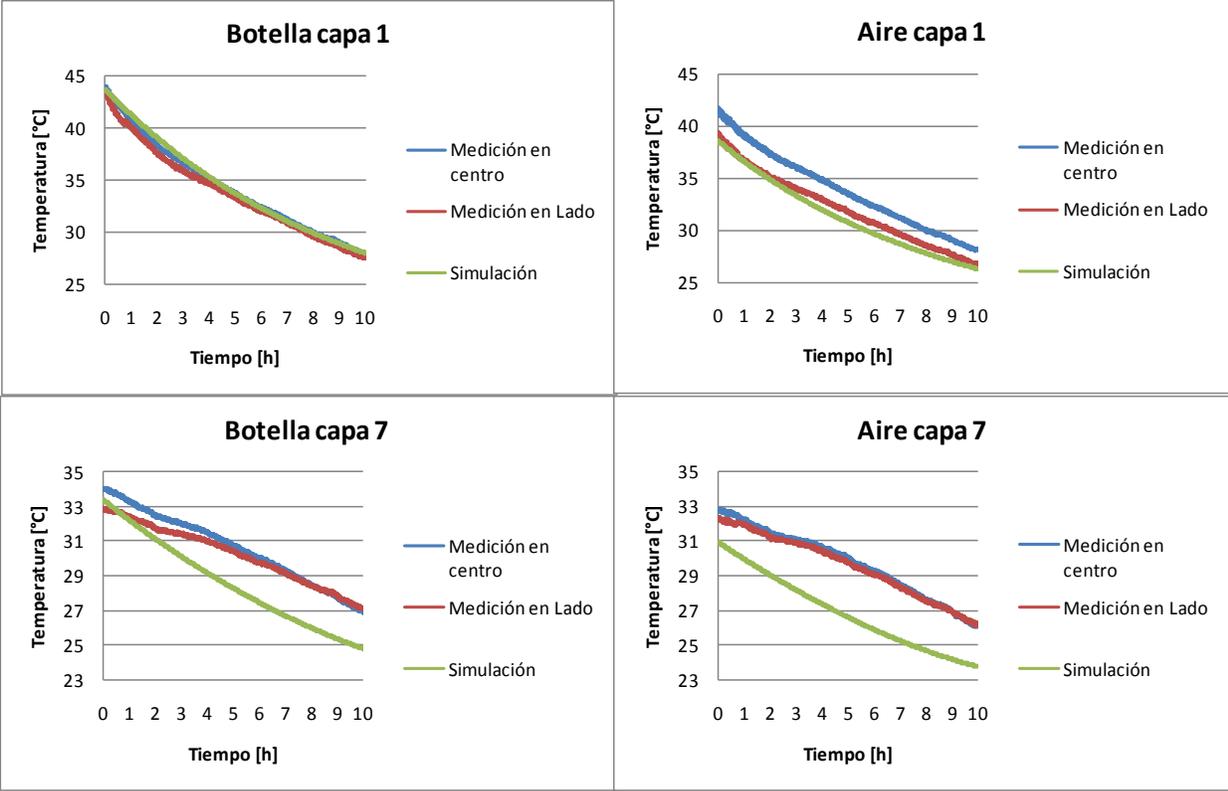


Figura 10-23: Temperaturas en botellas y aire para capas 1 y 7, según medición y modelo teórico. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

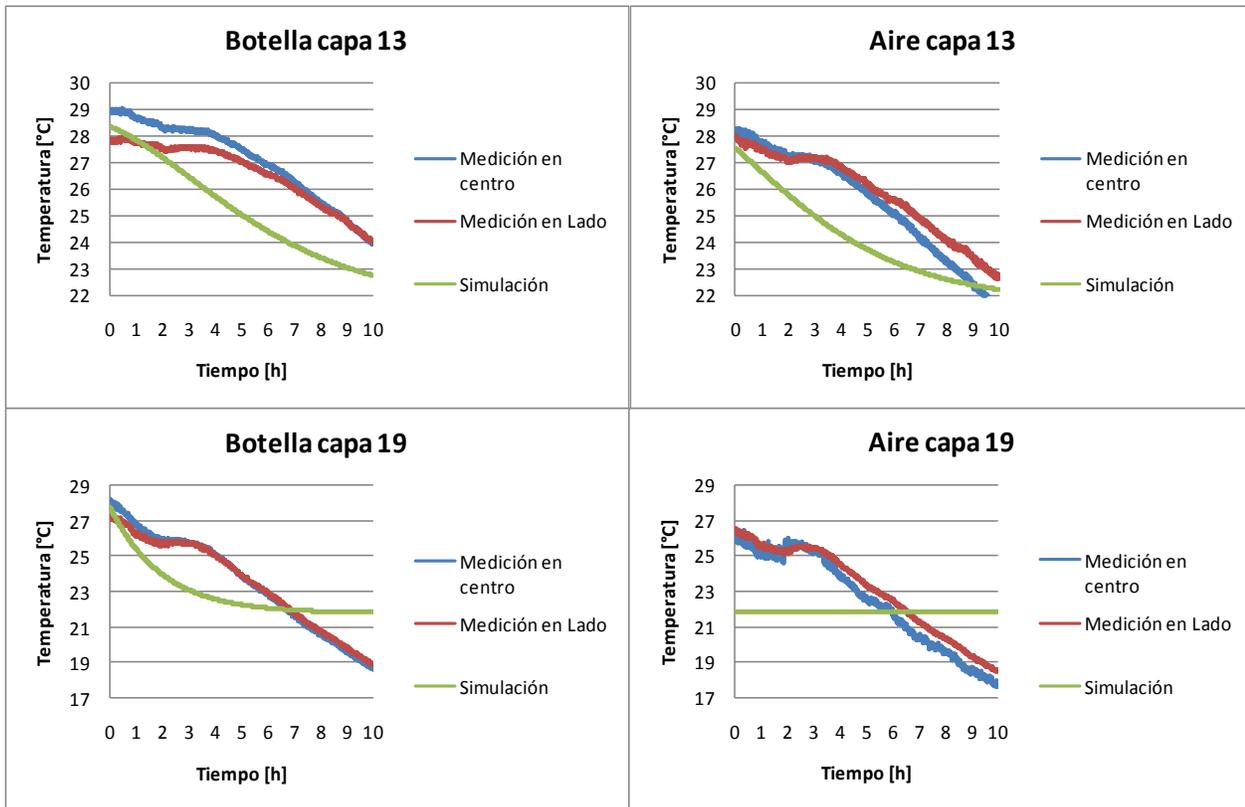


Figura 10-24: Temperaturas en botellas y aire para capas 13 y 19, según medición y modelo teórico. Para medición durante la descarga con flujo de aire de 98,8 [m³/h].

Con respecto a la aplicación del modelo teórico aplicado para el caso de la medición 1 se debe mencionar que los números de Reynolds calculados para cada capa e instante de tiempo se muestran en la Figura 10-16.

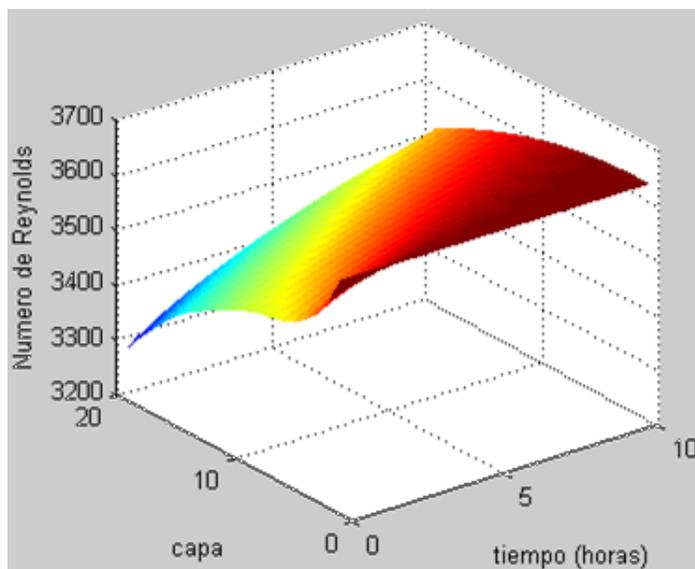


Figura 10-25: Números de Reynolds obtenidos según modelo teórico para el caso de la descarga con flujo de aire de $98,8 \text{ [m}^3/\text{h}]$.

Donde se observa que los valores del número de Reynolds van desde 3.299 a 3.625. Esto es relevante ya que la Ecuación 6-3 es válida para valores de Reynolds entre 2.000 y 40.000 [14]. Por lo que el modelo aplicado para el cálculo del coeficiente es válido para todas las capas durante toda la simulación.

Finalmente se debe notar que el fluido se comporta en un régimen laminar, dado el rango en que varía el número de Reynolds.

10.4 PÉRDIDA DE CARGA

En la Tabla 10-1 se muestra, para las tres mediciones, la pérdida de carga calculada según el modelo, la potencia efectiva que debiese entregar el ventilador según esta pérdida de carga, la potencia eléctrica entregada al ventilador, la eficiencia considerada para el ventilador y la potencia efectiva que debiese entregar el ventilador.

La potencia efectiva calculada por el modelo, se obtiene al considerar el flujo de aire de cada medición y la pérdida de carga calculada según el modelo teórico.

La potencia eléctrica se mide por medio de 2 multímetros que permiten conocer la intensidad de corriente y el voltaje con que se alimenta el ventilador, para luego calcular la potencia multiplicando estas dos cantidades.

Las eficiencias consideradas para el ventilador son cifras bastante conservadoras (solo un 20%) y para la medición 3 se considera de 10% ya que en este caso se invierte la polaridad del ventilador y se hace funcionar en sentido inverso, lo que debería repercutir en una disminución de su eficiencia, ya que no está diseñado para funcionar en este sentido.

La potencia efectiva del ventilador se calcula como la simple multiplicación entre la potencia eléctrica medida y la eficiencia del ventilador.

El error calculado corresponde a la comparación porcentual entre la potencia efectiva calculada por el modelo y la potencia efectiva calculada para el ventilador.

Tabla 10-1: Comparación entre pérdida de carga calculada y esperada según potencia medida en el ventilador.

	Medición 1 (Carga con 59,3 [m ³ /h])	Medición 2 (Carga con 118,6 [m ³ /h])	Medición 3 (Descarga con 98,8 [m ³ /h])
Pérdida carga modelo [Pa]	4,0	14,7	10,9
Potencia efectiva modelo [W]	0,1	0,5	0,3
Potencia eléctrica medida [W]	19,2	32,9	38,1
Eficiencia ventilador	20%	20%	10%
Potencia efectiva ventilador	3,8	6,6	3,8
Error	98%	93%	92%

En la Tabla 10-1 se observa que el error entre la potencia medida para el ventilador y la calculada por el modelo es bastante grande y claramente no es adecuado predecir la pérdida de carga según el modelo teórico aplicado en el presente trabajo.

Estas abismales diferencias se explican debido a dos razones. Por un lado se tiene que el modelo aplicado no considera las singularidades que se presentan a la entrada y salida del aire, las que aportan una gran resistencia al flujo del aire. Desde esta perspectiva se debe tener en cuenta que las mediciones tomadas no consideran los ductos que se deberían tener si se conectase el acumulador al colector solar de aire, por lo que en el caso de una instalación del sistema completo de calefacción, se debe considerar la pérdida de carga de este ducto y las singularidades asociadas a él.

Por otro lado se tiene que el modelo aplicado se utiliza para intercambiadores de calor de banco de tubos. Estos intercambiadores presentan geometrías mucho más regulares que la del acumulador diseñado, es decir el aire, en estos intercambiadores, se enfrenta a cilindros perfectos, mientras que en el acumulador diseñado se enfrenta a botellas con geometrías que distan bastante de ser un cilindro. También se debe considerar que las botellas se sostienen en mallas ACMA, lo que agrega singularidades en el flujo del aire, que en un intercambiador de calor como los que considera el modelo, no se encuentran.

11 DISCUSIÓN

A continuación se presentan los diversos puntos a discutir sobre el diseño, el modelo teórico y el modulo experimental aplicados al sistema de acumulación.

11.1 DISEÑO

Con respecto al diseño se debe mencionar que en el trabajo se define la energía que debe almacenar el acumulador según la energía entregada por un colector previamente diseñado. Se utiliza este método de dimensionamiento ya que se busca contar con un sistema de calefacción solar completo.

Si se buscase implementar el acumulador como solución para un problema real de calefacción, se deben considerar las características térmicas de la vivienda y la climatología del lugar, por lo que un método más adecuado para el dimensionamiento del acumulador sería el método de los grados día (ver sección 5.1.1). Sin embargo este método se aplica para dimensionar el acumulador y no considera la interacción que existe entre el acumulador, el colector y el recinto a calefaccionar.

Al analizar la respuesta de un sistema de calefacción como el que se presenta en este trabajo se debe considerar la interacción que existe entre el acumulador, el colector y el recinto a calefaccionar, ya que la operación de cada uno de estos elementos por separado dependen de los otros. Por lo que, si se busca realizar un adecuado dimensionamiento del sistema de calefacción se debería considerar la interacción entre estos elementos, la inercia térmica de cada uno de ellos y la climatología del lugar.

11.2 MODELO TEÓRICO

Los resultados obtenidos del modelo teórico aplicado al acumulador diseñado se consideran satisfactorios debido a que se obtienen altos grados de estratificación y durante la carga la energía efectivamente almacenada corresponde a un 76,2% de la energía disponible en el aire.

Si bien el comportamiento del acumulador es aceptable, se debe tener en consideración que las distancias entre las botellas PET están acotadas por las dimensiones de las mallas ACMA utilizada para sujetarlas, por lo que eventualmente si se busca diseñar un acumulador con fines más prácticos los espaciamientos transversal y longitudinal (Ver Figura 6-2) podrían disminuirse, ya que con ello se obtendrían mayores coeficientes de intercambio convectivo, sin embargo esta disminución de los espaciamientos debe realizarse procurando mantener una pérdida de carga aceptable. Esto entregaría un acumulador con un mejor comportamiento en el sentido de que aumentaría el grado de estratificación y la cantidad de energía acumulada.

Si bien, para la descarga se consideraron 8 horas, eventualmente podría ser más tiempo de descarga, lo que aumentaría la energía entregada en la descarga. Así mismo durante la carga se consideraron 5 horas, pero eventualmente este tiempo podría ser mayor, lo que aumentaría la energía acumulada. Dadas las características climatológicas del lugar en cuestión, fácilmente se pueden tener hasta 7 horas de carga.

El modelo aplicado para la descarga del acumulador cuenta con un flujo de aire constante y considera que la descarga ocurre por convección forzada. Pero dada la dirección del flujo que se tiene para la descarga, que el caudal de aire es bajo y la descarga se lleva a cabo satisfactoriamente, eventualmente podría realizarse por medio de convección natural.

Las pérdidas a través de las paredes del acumulador son muy bajas en comparación a la energía transferida (2,9% de la energía presente en el aire), por lo que eventualmente se podría despreciar este efecto.

Los coeficientes convectivos calculados para la carga y descarga del acumulador presentan variaciones mínimas (si se considera un valor medio la variación es de 0,6%), por lo que eventualmente se podría utilizar una cantidad constante sin perjudicar de manera significativa los resultados del modelo.

Finalmente se debe notar que dados los flujos de aire presentes en el acumulador los números de Reynolds calculados van desde 7.796 a 8.971. Esto es relevante ya que la relación de la Ecuación 6-3 es válida para valores del número de Reynolds mayores a 2.000 y menores a 40.000 [14]. Luego, se observa que los valores de Reynolds se encuentran dentro del rango donde la Ecuación 6-3 es válida y el fluido se comporta dentro de un régimen laminar.

11.3 MODULO EXPERIMENTAL

Los resultados obtenidos en el modulo experimental se consideran satisfactorios ya que se observa que el modelo teórico aplicado predice adecuadamente el comportamiento térmico del acumulador y este a su vez presenta altos grados de estratificación lo que es favorable para la operación del acumulador.

Si bien las curvas teóricas y experimentales se ajustan satisfactoriamente, existen diferencias. Para la medición 1 (carga con flujo $59,3[m^3/h]$) se encontraron diferencias de hasta $5[^\circ C]$. Para la medición 2 (carga con flujo $118,6[m^3/h]$) se encontraron diferencias de hasta $6[^\circ C]$, en la medición del aire para la capa 13. Para la medición 3 (descarga con flujo $98,8[m^3/h]$) se encontraron diferencias de hasta $3[^\circ C]$, en la medición del aire para la capa 7.

El análisis anterior no considera el comportamiento térmico de las capas cercanas a la entrada de aire (capa 1 para carga y capa 19 para descarga), ya que estos casos deben ser analizados de manera particular. El modelo considera que el aire a la entrada del acumulador (tanto para carga como para descarga) ingresa al acumulador con temperatura constante durante todo el proceso de carga o descarga. Esto se aleja de la realidad ya que la temperatura ambiente varía de manera considerable.

El desacople entre las curvas de la medición y la simulación tiene su raíz tanto en la aplicación del modelo como en la metodología de las mediciones tomadas.

El modelo presenta supuestos inexactos:

- Se tiene el supuesto de que las botellas presentan una geométrica cilíndrica, lo que claramente no es cierto.
- Se tiene el supuesto de la temperatura en cada capa es constante y no varía a lo largo de esta, lo que si bien según la evidencia experimental es un supuesto que se adecúa de manera razonable con la realidad, existen diferencias en las temperaturas medidas en el lado con respecto a las del centro de hasta $3 [^\circ C]$ (ver Figura 10-14).

- Se tiene el supuesto de que la temperatura de entrada al acumulador es constante lo que se no es real ya que si bien la potencia entregada a las resistencias es constante, la temperatura ambiente varía por lo que la temperatura a la que el calefactor entrega el aire también varía (ver Figura 10-5 y Figura 10-13).

Con respecto a la metodología de las mediciones tomadas se tienen los siguientes puntos a considerar:

- Las termocuplas que miden la temperatura de las botellas se encuentran pegadas a la superficie de estas con cinta americana, por lo que miden la temperatura de pared de las botellas y no la temperatura del agua. También se encuentran expuestas al aire que circula alrededor de la botella y a la radiación emitida por los elementos cercanos.
- Las termocuplas que miden las temperaturas del aire se encuentran expuestas directamente a éste, por lo que la medición se ve afectada por la radiación de los elementos cercanos. El efecto de la radiación tiene mayor relevancia en la capa 1 ya que se encuentra expuesta a la radiación emitida por el banco de resistencias. Si se busca tener una medición adecuada de la temperatura del aire se deberían aislar las termocuplas de la radiación y asegurar que la velocidad del aire sea mayor a los 2 [m/s].

Con respecto al régimen que sigue el fluido durante las 3 mediciones realizadas, se debe observar que los números de Reynolds calculados según el modelo aplicado van desde 1.742 (para la medición 1) a 4.420 (para la medición 2), lo que indica que el fluido se comporta dentro de un régimen laminar.

Con respecto a la pérdida de carga calculada por el modelo teórico y las medida en el ventilador se tiene que el modelo teórico arroja diferencias de hasta un 98% con respecto a lo observado (ver Tabla 10-1). Por lo que se puede afirmar que el modelo teórico utilizado para el cálculo de la pérdida de carga no es adecuado para predecir el comportamiento del acumulador. Esto se debe a dos razones. Por un lado se tiene que el modelo aplicado no considera las singularidades que se presentan a la entrada y salida del aire, las que aportan una gran resistencia al flujo del aire. Desde esta perspectiva se debe tener en cuenta que las mediciones tomadas no consideran los ductos que se deberían tener si se conectase el acumulador al colector solar de

aire, por lo que en el caso de una instalación del sistema completo de calefacción, se debe considerar la pérdida de carga de este ducto y las singularidades asociadas a él.

Por otro lado se tiene que el modelo aplicado se utiliza para intercambiadores de calor de banco de tubos. Estos intercambiadores presentan geometrías mucho más regulares que la del acumulador diseñado, es decir el aire, en estos intercambiadores, se enfrenta a cilindros perfectos, mientras que en el acumulador diseñado se enfrenta a botellas con geometrías que distan bastante de ser un cilindro. También se debe considerar que las botellas se sostienen en mallas ACMA, lo que agrega singularidades en el flujo del aire, que en un intercambiador de calor como los que considera el modelo, no se encuentran.

12 CONCLUSIONES

- El trabajo entrega una metodología de diseño aplicable a un sistema que brinda calefacción en el poblado de Huatacondo, en el marco de los trabajos propuestos por el proyecto GeVi.
- El trabajo realizó un estudio de las alternativas de acumulación de energía solar térmica de corto plazo. En particular, acumulación en estanques de agua, lechos de rocas porosos y sistemas de agua encapsulada. En base a este estudio y al de las características particulares de las condiciones climáticas de Huatacondo se determinó que el sistema de acumulación más adecuado es de lecho de agua encapsulada.
- Se desarrolló un modelo teórico de intercambio de calor y masa para el modelo de acumulador escogido. En función del modelo y las características del sistema de acumulación escogido se realizó un diseño y la posterior construcción de este.
- Se realizaron ensayos al acumulador construido y estos tuvieron resultados satisfactorios ya que mostraron que el modelo teórico aplicado para predecir el comportamiento térmico del acumulador cumple su objetivo de manera relativamente satisfactoria.
- El modelo teórico aplicado a la transferencia de calor en el acumulador presenta resultados con ciertas diferencias frente a las mediciones experimentales (de hasta 6°C). Estas diferencias se deben a supuestos inexactos tomados en el modelo y a dificultades en la toma de medidas.
- Dados los flujos utilizados tanto en la aplicación del modelo teórico como en el módulo experimental, los números de Reynolds calculados arrojan que el aire se comporta en un régimen laminar.
- Con respecto a la pérdida de carga, no se puede utilizar el modelo teórico para predecir el comportamiento del acumulador ya que arroja resultados que distan en hasta un 98% con respecto a lo medido en el ventilador. Esta diferencia se debe a que el modelo simplifica la geometría del acumulador y no considera las singularidades.
- El sistema de acumulación diseñado y construido presenta las siguientes características:
 - Un alto grado de estratificación
 - Bajas pérdidas térmicas
 - Tiene una alta capacidad de almacenamiento de calor por unidad de volumen

- Se puede implementar alimentado por un colector solar de aire, lo que implica que el colector puede ser uno de bajo costo económico.
- Un costo económico relativamente bajo
- Fácil implementación y construcción.

Estas características lo hacen favorable frente a otras alternativas de acumulación térmica para calefacción, como tanque de agua, acumulación en materiales con cambio de fase, o lecho de rocas.

- A futuro se sugiere que se realice un estudio del comportamiento del sistema completo de calefacción, considerando el acumulador, el colector solar y el recinto a calefaccionar como elementos interdependientes.

13 REFERENCIAS

- [1] <http://es.libros.redsauce.net/index.php?pagelD=12>
- [2] "Solar Engineering of Thermal Processes", J.A. Duffie y W.A. Beckman , Laboratorio de Energía Solar, Universidad de Wisconsin-Madison, Editorial John Wiley & Sons, 1980.
- [3] "Solar Energy Engineering: processes and systems", Soteris Kalogirou, Elsevier, Londres, Reino Unido, 2009.
- [4] "Accumulators for solar thermal energy storage", Ivo Behunek, Departamento de Ing. Electrica, FEEC.
- [5] "HVAC Systems and Equipment (SI Edition)", ASHRAE, 2008.
- [6] "Phase Change Material Applications", Ivo Behunek, Dept. of Electrical Power Engineering, FEEC.
- [7] "Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption", Halime O. Paksoy, NATO Science Series, Izmir, Turquía, 2005.
- [8] "Huatacondo", Wikipedia, La enciclopedia libre.
- [9] <http://www.earthtools.org/>
- [10] <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/RETScreen/>
- [11] "Diseño, construcción y ensayo de colector solar de aire. Memoria de Título de Ingeniero Civil Mecánico" Francisco J. Solis Alarcon, Universidad de Chile, Santiago, Chile, 2010.
- [12] "Solar Energy Technology Handbook", William C. Dickinson and Paul N. Cheremisinoff, Marcel Dekker, Nueva York, Estados Unidos de Norte America, 1980.
- [13] "Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks" E. D. Grimison, Trans. ASME, 1937.
- [14] "Transferencia de Calor", M. Necati Özisik, Universidad del Estado de Carolina del Norte, Estados Unidos de Noerte America, 1979.
- [15] "Heat Tranfer, vol. 1", M. Jakob, John Wiley & Sons, Inc. 1949.
- [16] "Thermocouple", Wikipedia, The free encyclopedia.

14 ANEXOS

Los anexos se entregan en un CD-ROM adjunto, estos incluyen los planos y los archivos CAD del sistema acumulador diseñado, los datos recopilados experimentalmente de todos los ensayos y los archivos de MATLAB con los programas utilizados para el cálculo del modelo teórico.