

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño y evaluación de viabilidad de un sistema de climatización con  
almacenamiento térmico para un teatro

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Daniel Eduardo Montesdeoca Cansing

Angel Wladimir Quintana Lopez

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2019

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mi mama quien en vida siempre me cuido y enseñó, y quien más quisiera que me acompañe.

A mi familia que sin su apoyo no podría haber culminado esta etapa.

### **Daniel Montesdeoca Cansing**

Este trabajo lo dedico principalmente a mi familia quien desde un principio han sido mi pilar fundamental para lograr mis objetivos.

A mis padres en especial que de esta manera les demuestro que todo su esfuerzo y trabajo ha dado fruto.

### **Angel Quintana López**

# AGRADECIMIENTOS

Agradecemos por su inestimable ayuda y colaboración a nuestros tutores Msc. José Macías y PhD. Guillermo Soriano, cuya guía fue fundamental para la realización de este proyecto. También en especial a los ingenieros Jacqueline Litardo y Rubén Hidalgo que nos enseñaron y guiaron con entrega en el uso del software. Al ing. Walter Gamarra y Gabriel Ochoa quienes nos explicaron a través de su vasta experiencia en el diseño de equipos HVAC.

Y a nuestros amigos, quienes desinteresadamente nos apoyaron en esta etapa tan crucial de nuestra vida profesional. Muchas gracias.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Daniel Eduardo Montesdeoca Cansing* y *Angel Wladimir Quintana Lopez* damos nuestro consentimiento para que la ESPOl realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

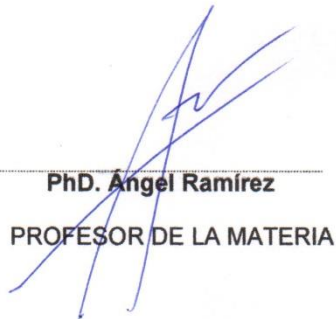


Daniel Montesdeoca  
Cansing



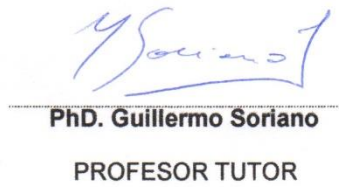
Angel Quintana Lopez

## EVALUADORES



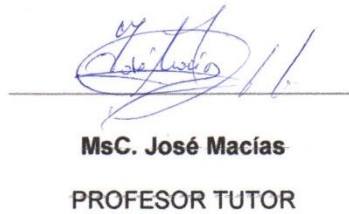
---

**Ph.D. Ángel Ramírez**  
PROFESOR DE LA MATERIA



---

**Ph.D. Guillermo Soriano**  
PROFESOR TUTOR



---

**MsC. José Macías**  
PROFESOR TUTOR

# RESUMEN

En la actualidad, se discute implementar una tarifa eléctrica diferenciada por hora para el sector comercial, lo que implica que dentro de un horario conocido como horas pico, la tarifa es más elevada. El estado del arte de la climatización en el país para edificios comerciales es el uso de enfriadores de agua, que son diseñados tomando en cuenta el día con la mayor carga térmica de refrigeración, por lo que esto es un incentivo, ya que el diseño dominante es sobredimensionado para ciertos consumidores. Una solución que se ha venido investigando es la de implementar sistemas con almacenamiento térmico, para en este caso, usar los enfriadores de agua durante los horarios fuera de pico, lo que reduce significativamente el consumo eléctrico. En el presente proyecto se ha simulado un teatro con capacidad para 1100 personas, mediante el software OpenStudio aplicando la norma ASHRAE 90.1, se han calculado sus cargas térmicas para diseñar un sistema de climatización base y uno con almacenamiento térmico usando tanques con hielo, para comparar costos y determinar su rentabilidad contra el sistema tradicional. Los resultados permitieron determinar que el ahorro fue significativo, al punto de poder retornar la inversión en alrededor de 3 años, lo que podría resultar bastante atractivo para el mercado.

**Palabras clave:** Almacenamiento térmico, tanques de hielo, chiller, OpenStudio

# **ABSTRACT**

*In our present days, Ecuador has a time-of-use rates of electric bill applied for the commercial sector, which means that when there is a high demand for electricity for most people there are higher rates, this is called on-peak hours. The state of art of air conditioning locally for commercial buildings consists of chiller-based design, which is often used when the electric demand is high, paying more in the electric bill. This situation encourages alternatives for the standard design, which is oversized for many customers like theaters, in consequence, thermal storage systems (TES) are increasing in popularity, with the purpose to make it possible to use chillers on off-peak hours, which reduces significantly the amount paid by the electric bill. In the present project, it was simulated a theater with an estimated capacity for 1100 viewers, using OpenStudio software, while applied ASHRAE 90.1 standards, cooling load were calculated in order to design and evaluate a baseline design with only chillers, and another with a TES using ice tank storage, to compare costs and determine it's rentability against baseline design. Results indicated that electric savings were significant, and the whole initial cost was satisfied by these savings in approximately 3 years, which could be very attractive for the local market.*

**Keywords:** TES, ice tank storage, chillers, OpenStudio

# INDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
<i>ABSTRACT</i> .....	II
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS .....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS .....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPITULO 1 .....	1
1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Definición del Problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto .....	1
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos específicos .....	2
1.4 Marco Teórico .....	2
1.4.1 Modelo de teatro.....	2
1.4.2 Antecedentes del sistema de almacenamiento de calor.....	3
1.4.3 Clasificación de sistemas de almacenamientos de energía térmica.....	4
1.4.3.1 Sistema basado en PCM: parafinas.....	7
1.4.3.2 Sistema basado en PCM: Hielo .....	7
1.4.4 PCM orgánicos .....	7
1.4.5 Diseño del intercambiador de calor .....	9



1.4.6	Descripción del sistema tarifario de energía eléctrica en la región.....	9
1.4.7	Pliegos tarifarios .....	10
CAPITULO 2	.....	12
2	METODOLOGÍA .....	12
2.1	Alternativas de solución .....	13
2.1.1	Alternativas al sistema de almacenamiento .....	13
2.1.2	Criterios de selección.....	13
2.1.3	Ponderación de criterios .....	14
2.2	Modelo energético del edificio .....	15
2.2.1	Modelado de la línea base .....	15
2.2.2	Simulación .....	16
2.3	Cargas térmicas del edificio .....	18
2.3.1	Cargas térmicas de ocupantes. ....	18
2.3.2	Carga térmica debido a iluminación. ....	20
2.3.3	Carga de los motores.....	21
2.3.4	Carga de equipos eléctricos.....	22
2.4	Esquema hidrónico de los sistemas evaluados .....	22
CAPITULO 3	.....	23
3	ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	23
3.1	Simulación del modelo base.....	23
3.2	Sistema de almacenamiento térmico.....	24
3.2.1	Dimensionamiento del tanque con hielo.....	24
3.2.2	Resultados de operación del sistema de almacenamiento térmico .....	24
3.2.3	Selección del sistema de almacenamiento térmico.....	26

3.3	Sistema de bombeo .....	27
3.3.1	Perdidas de cabezal para las bombas primarias.....	27
3.3.2	Perdidas de cabezal para las bombas secundarias .....	27
3.3.3	Selección de bombas.....	27
3.4	Simulación del sistema de climatización con almacenamiento de energía térmica	28
3.4.1	Consumo energético de la línea base y con el sistema de almacenamiento de energía térmica .....	28
3.5	Análisis de costos.....	31
CAPÍTULO 4 .....		33
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	33
4.1	Conclusiones.....	33
4.2	Recomendaciones.....	34
BIBLIOGRAFÍA .....		35
APÉNDICES .....		38
Apéndice A.....		39
Apéndice B.....		41
Apéndice C .....		46
Carga por el techo .....		49
Conjuntos de paredes empleados .....		50
Conjunto de pared 1.....		50
Conjunto de pared 2.....		51
Conjunto de pared 3.....		51
Cálculo del coeficiente U .....		52
Apéndice D .....		54

Apéndice E.....64  
Apéndice F .....67  
Apéndice G .....69

# ABREVIATURAS

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

PCM: Phase Change Material (material que cambia de fase)

EPW: EnergyPlus Weather File

CLTD: cooling load temperature difference

# SIMBOLOGÍA

Ton	Toneladas de refrigeración
°C	Grados Celsius
ft	Pies
in	Pulgada
m	Metro
kWh	Kilowatts hora
BTU	Unidades térmicas británicas h Hora s Segundo
Gpm	Galones por minuto
F	Grados Fahrenheit
K	Temperatura kelvin
GJ	Giga Joules

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Fotografía del teatro (izquierda). Imagen desde google maps (derecha) .....	3
Figura 1.2 Clasificación de PCM existente para sistemas de almacenamiento térmico .....	6
Figura 1.3 Tipos de sistemas de almacenamientos de energía térmica. ....	6
Figura 2.1 Esquema térmico de OpenStudio para sistema de línea base .....	17
Figura 2.2 Esquema térmico para sistema con almacenamiento térmico .....	18
Figura 3.1 Consumo mensual eléctrico <i>del sistema de línea base</i> en (kWh). ....	23
Figura 3.2 Promedio del porcentaje de consumo por equipo. ....	24
Figura 3.3 Perfil de carga de enfriamiento (Ton) y carga de Chiller (Ton) con almacenamiento térmico. ....	26
Figura 4.1 Vista frontal del teatro .....	41
Figura 4.2 Vista lateral derecha del teatro .....	41
Figura 4.3 Vista posterior del teatro .....	42
Figura 4.4 Vista posterior del teatro .....	42
Figura 4.5 Detalle de las zonas térmicas 1 a la 4 .....	43
Figura 4.6 Detalle de la zona térmica 5 .....	43
Figura 4.7 Designación de espacios a cada zona térmica y su clasificación por tipo 1 .....	44
Figura 4.8 Designación de espacios a cada zona térmica y su clasificación por tipo 2 .....	45
Figura 4.9 Horarios de termostato para los espacios .....	45
Figura 4.10 Esquema hidrónico para el sistema de línea base. ....	62
Figura 4.11 Esquema hidrónico para sistema con climatización. ....	63
Figura 4.12 Consumo energético mensual del sistema de línea base del teatro. ....	67
Figura 4.13 Catálogo de plastigama para tuberías de PVC (U) hasta 140 mm de diámetro .....	69

Figura 4.14 Catálogo de tuberías de PVC desde 160 a 630 mm de diámetro. ....	70
Figura 4.15 Pérdidas de cabezal por diámetro de tubería debido a un caudal. ....	71
Figura 4.16 Accesorios de unión por cementado solvente .....	72
Figura 4.17 Rendimientos promedio en instalaciones con tuberías de PVC. ....	72
Figura 4.18 Pérdidas de carga en accesorios .....	73
Figura 4.19 Diagrama de Moody obtenido de.....	73
Figura 4.20 Catalogo Daikin para unidades manejadoras de aire .....	74
Figura 4.21 Cotización de chiller con Refricor .....	75
Figura 4.22 Catalogo TACO para separadores de aire – Se selecciona el AC04 .....	75
Figura 4.23 Catálogo de bombas Dinatex .....	76
Figura 4.24 Planos de EVAPCO para la unidad de almacenamiento de hielo con su respectivo serpentín.....	77
Figura 4.25 Datasheet de la EVAPCO ice thermal storage, con pérdidas de cabezal .....	78

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Tabla de propiedades de los PCM.....	5
Tabla 1.2. Descripción de las características de los PCM orgánicos .....	8
Tabla 1.3 Tarifas eléctricas de la provincia de guayas .....	10
Tabla 1.4 Tarifas eléctricas en horas punta y horas fuera de puntas.....	11
Tabla 2.1 Alternativas de sistemas de almacenamiento .....	13
Tabla 2.2 Ponderación de los criterios establecidos .....	14
Tabla 2.3 Matriz de decisión.....	15
Tabla 2.4 Tablas de tasas de emisión de calor por ocupantes .....	19
Tabla 2.5 Densidades de potencia de iluminación usando por métodos de espacios.....	21
Tabla 3.1 Cálculos para el dimensionamiento del almacenamiento de energía térmica para el día de diseño.....	25
Tabla 3.2 Características de las bombas del sistema.....	28
Tabla 3.3 Consumo mensual de energía eléctrica de cada sistema de climatización .....	29
Tabla 3.4 Ahorro económico y energético generado durante todo el año .....	30
Tabla 3.5 Ahorro monetario con el sistema de almacenamiento de energía térmica bajo tarifas de varios países de la región .....	31
Tabla 3.6 Proformas de los sistemas, costo de consumos eléctricos y mantenimiento .....	31
Tabla 4.1 Cargas térmicas debido a los ocupantes de los espacios.....	46
Tabla 4.2 Cargas térmicas debido a la iluminación del teatro.....	47
Tabla 4.3 Equipos eléctricos del lobby y oficinas.....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
Tabla 4.4 Equipos eléctricos de la sala de teatro principal .....	49
Tabla 4.5 Cálculo del coeficiente U debido a las paredes del teatro .....	52
Tabla 4.6 Cálculo de carga debido a las paredes.....	52



Tabla 4.7 Datos para el cálculo de pérdidas del tramo con tubería de diámetro de 160 mm .....55

Tabla 4.8 Datos para el cálculo de pérdidas del tramo con tubería de diámetro de 110 mm .....57

Tabla 4.9 Coeficientes de pérdidas para accesorios .....58

Tabla 4.10 Datos de potencia requerida.....61

Tabla 4.11 Características de la bomba Hydrotek AIX80/26 .....61

Tabla 4.12 Proforma para el sistema de línea base .....64

Tabla 4.13 Proforma para el sistema con almacenamiento térmico.....65

Tabla 4.14 Tabla de costes por año de operación.....66

Tabla 4.15 Consumo energético por conjunto de equipos [kWh] en sistema de línea base .....68

Tabla 4.16 Consumo energético por conjunto de equipos [kWh] en sistema con almacenamiento térmico .....68

# ÍNDICE DE PLANOS

Los planos se encuentran en el apéndice A

Plano 1 Planta baja del teatro .....	39
Plano 2 Planta alta del edificio .....	40

# CAPITULO 1

## 1 INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

Las funciones de teatro usualmente son realizadas en horas pico y los diseños estándar para este tipo de instalación se los hace para que funcionen en dichas horas. Considerando los cambios económicos a los que estamos propensos y entendiendo que a futuro las planillas eléctricas para todos los sectores no serán estáticas respecto al horario, sino que serán diferenciadas en base a la hora de consumo, se pretende diseñar un sistema de climatización el cual operará y almacenará energía térmica durante las horas en cual el costo será menor para que se reduzca el consumo de electricidad cuando este más elevado. Para lo siguiente, se considera un diseño de línea base o estándar para este tipo de edificios junto con un modelado de cargas térmicas y otro con un sistema con almacenamiento térmico, con el propósito de comparar los costes de inversión, tarifas eléctricas, y determinar la rentabilidad del proyecto.

### 1.2 Justificación del proyecto

En el Ecuador existen alrededor de 15 teatros con una capacidad promedio mayor 250 personas, además existen otros tipos de edificaciones con una carga puntual alta durante las horas pico. Para obtener un ambiente climatizado eventualmente se necesita una gran carga térmica por la cantidad de personas que ocupan este espacio y también por el tipo de equipos usados en el escenario, en un período corto de tiempo (entre 2 a 6 horas), que usualmente es coincidente con las horas pico de consumo eléctrico. Por lo que, el uso de sistemas de almacenamiento de energía térmica permite realizar un ahorro en el consumo de energía eléctrica distribuido a lo largo del día, en vez de un consumo intenso durante las horas de mayor valor de la tarifa eléctrica. Las empresas eléctricas en el mundo buscan fomentar el uso de energía fuera de horas pico para tener una mejor planificación de despacho de generación, fomentando el uso de energías renovables, puesto que se reducen los picos de energías cubiertos por generadores que funcionan con combustibles fósiles. De

igual manera, las empresas buscan ahorrar en costes eléctricos consiguiéndolo mediante equipos más eficientes o en este caso, un uso que se ajuste adecuadamente a una tarifa diferenciada.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema de climatización con almacenamiento de energía térmica para un teatro con el fin de evaluar su viabilidad y rentabilidad económica en un régimen de tarifa eléctrica diferenciada por hora

#### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Realizar un modelo geométrico del teatro para su simulación térmica.
- Considerar las cargas térmicas involucrados en el teatro y sus respectivos horarios de funcionamiento.
- Establecer una línea base del sistema de climatización.
- Con las cargas de enfriamiento en el día de diseño, dimensionar un sistema de almacenamiento de energía térmica.
- Comparar el gasto económico en el supuesto caso de una tarifa diferenciada por horas con la línea base y el sistema de climatización con almacenamiento de calor.
- Observar el desarrollo de la ingeniería básica y de detalle para el diseño del sistema de almacenamiento de energía térmica
- Realizar la ingeniería conceptual para el diseño de un sistema de almacenamiento de energía térmica en el teatro

### **1.4 Marco Teórico**

#### **1.4.1 Modelo de teatro**

Para la realización de este proyecto es necesario contar con un modelo común de teatro en la región, por lo que se tomó como referencia el teatro Sánchez Aguilar. La fundación Sánchez Aguilar, en el año 2012 abre las puertas de este, figura 3. El teatro cuenta con tres

salas, un lobby, un café y vino bar. La edificación se localiza en el Cantón Samborondón en las coordenadas, Latitud: 2° 8' 32.21" S – Longitud: 79° 52' 2.68" W (Fundación Teatro Sánchez Aguilar, 2019b).

Se conoce que, en su sala principal, el auditorio, cuenta con capacidad para 1100 personas y se pudo observar que el tiempo promedio de funcionamiento es de 8 horas que coinciden con las horas pico (entre las 16h:00 hasta las 23h:00), mientras que en otros horarios funcionan salas pequeñas y demás áreas administrativas o ensayos de obras, por lo que en dichas áreas se tomó en cuenta un horario de oficina (entre 8h:00 hasta las 19h:00).



**Figura 1.1 Fotografía del teatro (izquierda). Imagen desde google maps (derecha).  
[Fundación Teatro Sánchez Aguilar, 2019]**

#### **1.4.2 Antecedentes del sistema de almacenamiento de calor**

El sistema de almacenamiento calor es común en algunos países de Europa, concretamente en los Países Bajos y en Bélgica (Vanhoudt et al., 2011), Vanhoudt et al. han evaluado el uso de estos equipos en un hospital belga, añadiendo que es común este tipo de equipos en Europa, puesto que permiten ahorrar costes eléctricos, debido a que se aprovechan los altos gradientes de temperatura entre la noche y el día. Dependiendo de la temporada es posible usar este equipo tanto para refrigerar, usando el viento frío de la noche, como del calor del día, a través de colectores solares o de otro tipo, de manera que en particular este hospital ha ahorrado aproximadamente un 38% de la energía total consumida en el mismo durante el año.

Se ha podido observar que existen empresas dedicadas a esto y que se dedican a vender diversos elementos constitutivos del sistema de almacenamiento de calor tales como (Daikin, 2019), en las que se muestran que este tipo de sistema han tenido importancia en algunas edificaciones emblemáticas como

### 1.4.3 Clasificación de sistemas de almacenamientos de energía térmica.

Usualmente, existen 2 formas usuales, una con calor sensible y la otra con calor latente, en el caso del segundo el material se los conoce como PCM (Phase change materials), con el objetivo de que estos cambian de fase, y su temperatura permanezca constante durante los ciclos de operación por lo que en este caso se utiliza como medida de almacenamiento el calor latente. Esto genera algunos beneficios, como que éste es relativamente más alto que el calor sensible, por lo que se puede tener volúmenes no tan altos de material que cambie de fase para desempeñar la función de enfriar.

Regularmente, se los puede dividir en 2 grandes grupos, orgánicos (materiales con carbono, basados usualmente en petróleo) e inorgánicos, que son en general sales inorgánicas o metales y PCM de hielo.

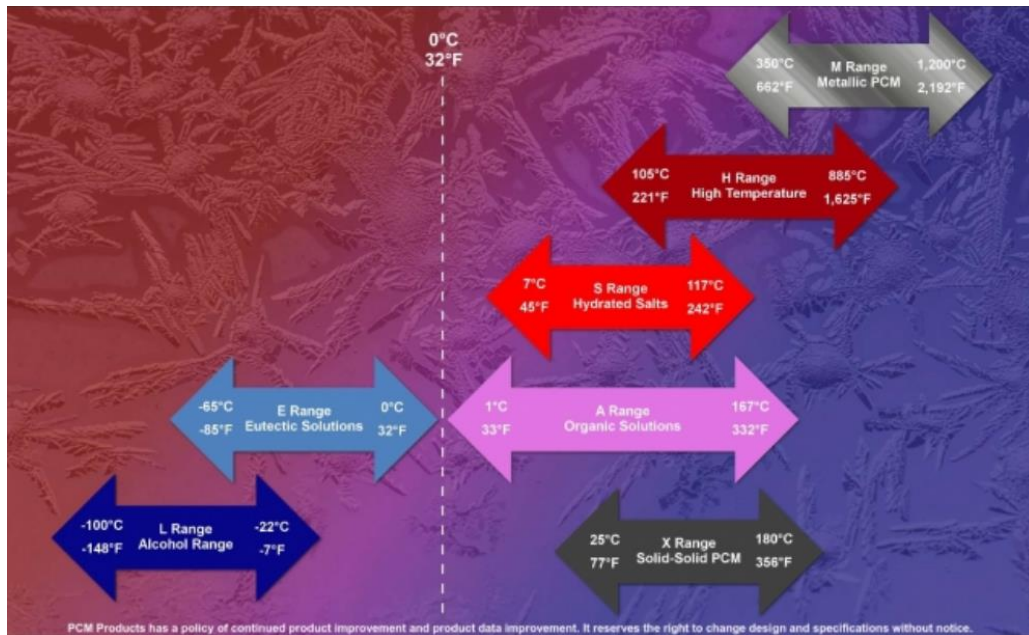


Figura 1.2 PCM clasificados por rango. Obtenido de [PCM Products, 2019]

En la gráfica mostrada se ven los rangos de operación usuales de los PCM clasificados por su tipo, los más útiles son aquellos dentro del rango de los -10°C y 10 °C ya que están dentro de las temperaturas para climatizar espacios a 23 °C que es la temperatura de confort según (ASHRAE, 2017). A continuación, se muestra una tabla comparativa con los diferentes PCM:

**Tabla 1.1. Tabla de propiedades de los PCM. [Oliver & Neila, 2012]**

<b>Propiedades</b>	<b>Orgánicos</b>	<b>Inorgánicos</b>
<b>Conductividad térmica</b>	Baja	Alta
<b>Calor de fusión</b>	Bajo	Alto
<b>Calor latente</b>	Alto	Bajo
<b>Costo</b>	Bajo	Alto

Esto indica que los orgánicos como las parafinas pueden resultar muy buenos debido a su costo bajo y alto calor latente, ya que podrían tenerse tanques más pequeños para almacenar mayores toneladas de refrigeración, respetando los espacios previstos para la construcción del equipo. Sin embargo, en general la mayoría de los materiales PCM tienen el problema de una baja conductividad térmica, que de alguna manera los inorgánicos funcionan mejor, lo que provocaría que, para suplir esta carencia en los orgánicos, habría que construir intercambiadores más grandes.

En la ilustración 2, se aprecia la clasificación de los PCM de acuerdo con su composición. Estas sustancias son consideradas las más usadas para aplicar en sistemas de almacenamiento térmico. Los PCM más comunes en el mercado son las parafinas o las sales hidratadas, siendo las sales hidratadas la más económicas y con mayor calor latente a comparación de las ceras parafinas.

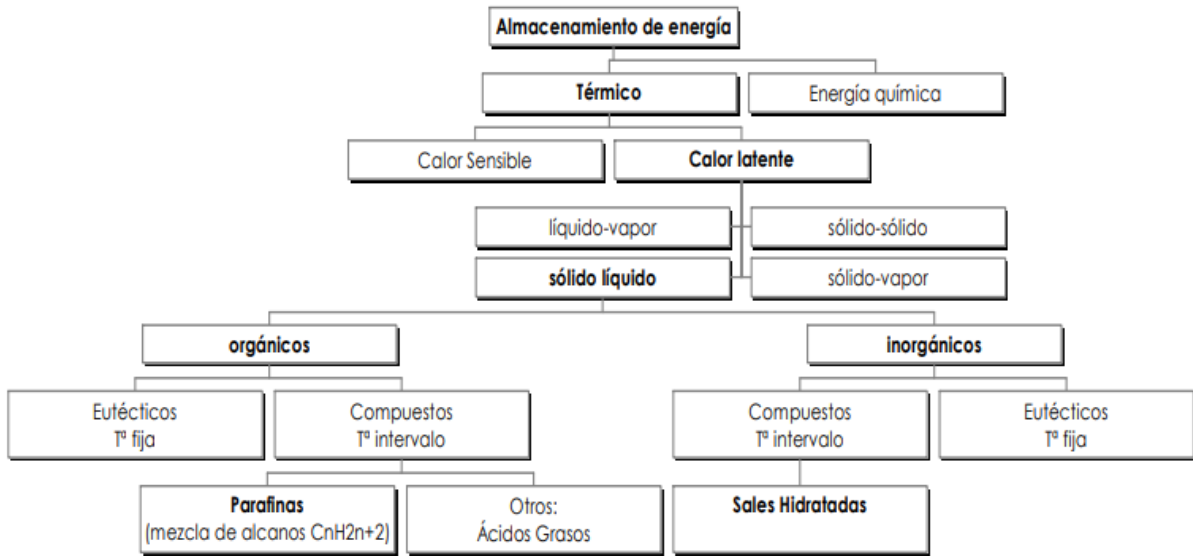


Figura 1.2 Clasificación de PCM existente para sistemas de almacenamiento térmico  
 [Dolado Bielsa, 2011]

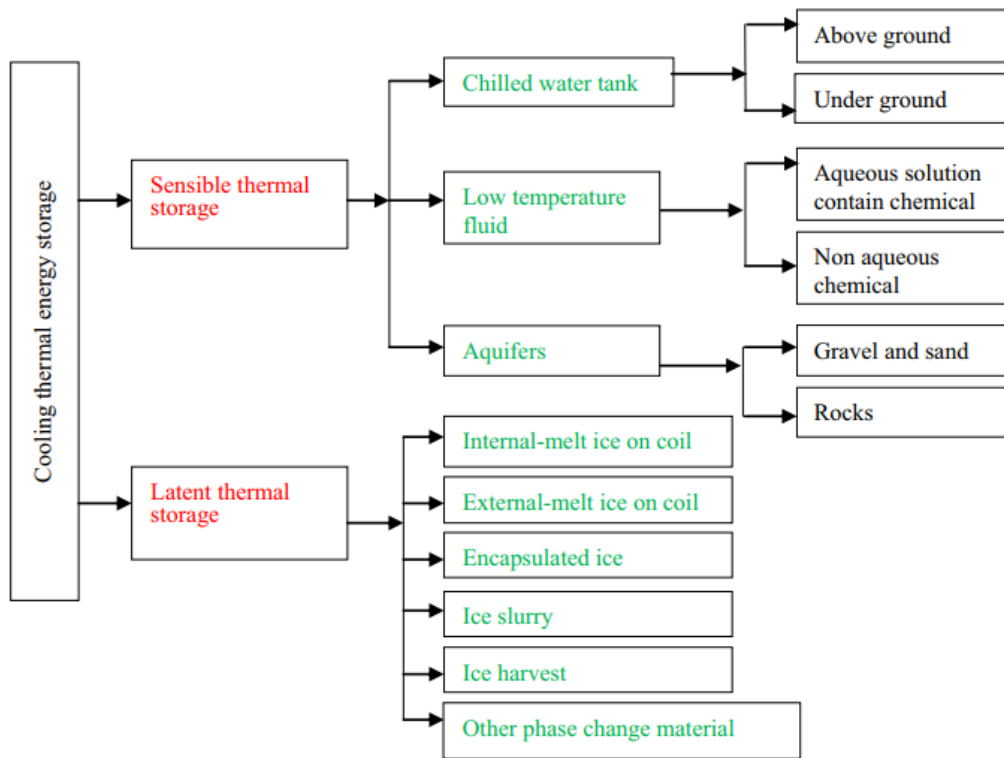


Figura 1.3 Tipos de sistemas de almacenamientos de energía térmica. [Zalba, Marín, Cabeza, & Mehling, 2003]



#### **1.4.3.1 Sistema basado en PCM: parafinas**

Las parafinas son materiales comúnmente usados para enfriadores con agua, de acuerdo con el siguiente autor (PCM Products, 2019a), se tienen los siguientes materiales en general:

Por lo que si se observa la parafina C15 tiene un calor de fusión de 205 kJ/kg, que es relativamente alto, y sobre todo su punto de fusión es de 10 C<sup>o</sup>, lo que permite que se reduzca el aislamiento necesario y también reduce en sí mismo las pérdidas de refrigeración en los alrededores, la desventaja principal es que su conductividad térmica es poca.

#### **1.4.3.2 Sistema basado en PCM: Hielo**

El hielo tiene un calor latente más alto, llegando a 334 kJ/kg, podría ser más económica que la parafina e incluso para las sales hidratadas, pero tiene el problema de que su conductividad térmica es un poco más baja de los demás PCM. A pesar de eso con ese calor latente que posee y la facilidad de manejo del PCM hielo podría resultar rentable debido a que requieren tanques más pequeños y ofrecen un potencial para el uso en un sistema de aire a bajas temperaturas. Además, los beneficios que proporciona este tipo de PCM, es la de reducir la capacidad de los ventiladores, lo que significa reducir el consumo de energía eléctrica. Tampoco es un fluido inflamable lo que hace más seguro y amigable con el medio ambiente, por lo general estos procesos de almacenamiento térmico no presentan alto impacto en el medio ambiente, haciéndolos más atractivos a su uso. (Dincer, 2002)

#### **1.4.4 PCM orgánicos**

Los PCM orgánicos se destacan en muchas características que los vuelven más útiles en simultáneos elementos constructivos para almacenamiento de calor latente. Eso hay que destacar que todos los tipos de PCM presente poseen química mejor que los inorgánicos sin la necesidad de ayuda de agentes nucleadores cuando se trata del proceso de solidificación, además de que no presentan subenfriamiento o histéresis (se refiere cuando se enfría por debajo de la temperatura e solidificación a causa de formaciones cristalinas durante un estado termodinámicamente metaestable) (Oliver & Neila, 2012) .Los PCM

orgánicos se destacan en muchas características que lo convierten más útiles en simultáneos elementos constructivos para almacenamiento de calor latente. Eso hay que destacar que todos los tipos de PCM presente poseen química mejor que los inorgánicos sin la necesidad de ayuda de agentes nucleadores cuando se trata del proceso de solidificación, además de que no presentan subenfriamiento o histéresis (se refiere cuando se enfría por debajo de la temperatura y solidificación a causa de formaciones cristalinas durante un estado termodinámicamente metaestable).

En el grupo de los materiales orgánicos los que más se destacan son las parafinas, cuya formula química es  $C_nH_{2n+2}$  (con  $n > 16$ ), el calor específico que pose las ceras de parafinas es de aproximadamente 2.1 kJ/kg.K con una temperatura de fusión entre 20 °C y 80 °C. estas mezclas orgánicas son proveniente en el refinado del crudo de petróleo.

Sin embargo, este tipo de material poseen ciertas desventajas una de la más impactantes es que son inflamables y emiten gases nocivos en el transcurso de la combustión. Por eso para tener un mejor enfoque en la tabla 2 se aprecia una seria de características, que son ventajas y otras que son desventajas.

**Tabla 1.2. Descripción de las características de los PCM orgánicos [Oliver & Neila, 2012]**

<b>Ventajas</b>	<b>Inconvenientes</b>
Fácil uso	Calor latente y entalpía más bajos
Estabilidad térmica y química	Baja conductividad térmica
No sufren subenfriamiento	Amplio rango de fusión
No necesitan agente nucleador para solidificar	Grandes cambios de volumen durante el cambio de fase
No corrosivos	Reacción potencial con hormigón
Reciclables y ecológicamente inocuos	Potencialmente combustibles
	Más caros

#### **1.4.5 Diseño del intercambiador de calor**

De acuerdo con el autor (Al-Abidi et al., 2012), a partir de varios estudios realizados previamente con diferentes configuraciones de intercambiadores de calor para sistemas con calor latente, el más apropiado es el de casco y tubo, puesto que para sistemas con calor latente posee una alta eficiencia por un volumen mínimo de material PCM. Pero también se han estudiado algunas mejoras, como las de Zhang (Zhang & Faghri, 1996) en las que se añaden aletas anulares a este dispositivo para incrementar su transferencia de calor, puesto que existe el problema común con la mayoría de estos materiales, que su conductividad es baja, y por tanto se deban añadir mejoras en los intercambiadores.

#### **1.4.6 Descripción del sistema tarifario de energía eléctrica en la región.**

En el documento presentado por la Comisión de Integración Energética Regional (CIER), realiza un informe de tarifas eléctricas de distribución en América latina, de las cuales son 14 países (Costa Rica – El salvador – Guatemala – Uruguay – Argentina – Brasil – Chile – Paraguay – México – Rep. Dominicana - Bolivia – Colombia – Ecuador – Perú). En el consumo promedio a nivel sectorial no existe una homogeneidad de la tarifa aplicada por nivel de consumo en la región, por lo mismo existe diferentes cargos tarifarios aprobados de acuerdo con las regulaciones implantadas por cada país, de hecho, existen algunos países donde aplican cargos fijos, pero otros como Brasil, Paraguay y Colombia poseen cargos volumétricos. (Caribe, 2016).

Así mismos países como Uruguay, Colombia, Perú etc. Aplican un modelo tarifario por tramos o por franjas horarias, tanto en el sector residencial como el sector comercial e industrial. Pero en la mayoría de los países aplican ambos modelos con cargos volumétricos y franjas horarias y ciertos sectores tarifas fijas.

A continuación, se presenta los valores tarifarios de algunos países que aplican por métodos de franjas horarias de acuerdo con el nivel de demanda. En este caso se presenta en la Tabla 1.3. Los cargos tarifarios del Ecuador aplicado en la categoría general con demanda horaria (tiendas, almacenes, salas de cine o teatro, restaurantes, hoteles y afines), y en el

presente caso se entraría en la categoría de comerciales con 2 tarifas de \$0,092 el kW-h para horario punta y de \$0,070 el kW-h en horarios fuera de punta.

**Tabla 1.3 Tarifas eléctricas de la provincia de guayas [ARCONEL, 2019]**

Rango de consumo	Demanda (USD kW-mes)	Energía (USD /kWh)	Comercialización (USD Consumidor)
<b>Nivel de voltaje</b>	<b>General medio voltaje con demanda</b>		
	Comerciales		1.414
	4.79	0.095	
	Industriales		
	4.79	0.083	
	E. Oficiales, Esc. Deportivos, servicio comunitario y abonados especiales		
	4.79	0.071	
	Bombeo agua		
	4.79	0.061	
<b>Nivel de voltaje</b>	<b>Medio voltaje con demanda horaria</b>		
	Comerciales		1.414
	4.576		
08:00 hasta 22:00 horas		0.092	
22:00 hasta 08:00 horas		0.070	
	E. Oficiales, Esc. Deportivos, servicio comunitario y abonados especiales		
	4.576		
08:00 hasta 22:00 horas		0.071	
22:00 hasta 08:00 horas		0.059	

#### 1.4.7 Pliegos tarifarios

Para realizar la simulación del modelo energético en EnergyPlus, se presenta una tabla sobre los precios de la electricidad de algunos países de latino América con la intención de seleccionar una de las tarifas mostradas en la tabla 2.3 y observar que resultados se obtiene al reducir su consumo en horas punta donde el costo del kWh es mayor.

**Tabla 1.4 Tarifas eléctricas en horas punta y horas fuera de puntas. [Elaboración propia]**

<b>País</b>	<b>Hora</b>	<b>Horario punta (\$/kWh)</b>	<b>Horario fuera de punta (\$/kWh)</b>	<b>Fuente</b>
Ecuador	Punta 08:00 - 22:00 Fuera de punta 22:00 – 08:00	0.092	0.07	[ARCONEL, 2019]
Colombia	Punta 09:00 - 12:00 18:00 – 21:00 Fuera de punta 21:00 – 09:00 12:00 – 18:00	0.158	0.156	[ <i>Tarifario-enero-2019 Colombia.pdf</i> , n.d.]
Perú	Punta 18:00 - 23:00 Fuera de punta 23:00 – 18:00	0.092	0.077	[Medicion et al., 2020]
Uruguay	Punta 18:00 - 22:00 Llano 07:00 – 18:00 22:00 – 24:00	0.098	0.043	[UTE, 2019]

# CAPITULO 2

## 2 METODOLOGÍA

El proyecto se ve enfocado en determinar la factibilidad económica, basándose en el uso de sistemas de almacenamiento de energía térmica como equipos auxiliares de remoción de calor en los ciclos de climatización. El centro de estudio esta propuesta para un teatro de la ciudad de Samborondón, tomando en cuenta las condiciones climáticas de la zona y el porcentaje de humedad son elevadas lo cual produce un mayor trabajo para la remoción de calor, esto significa que demandaría más trabajo a los equipos de climatización y a la vez mas consumo eléctrico. Para realizar este proyecto se elaboró un esquema que permitirá indicar las tareas a realizar y en el orden de ejecución:

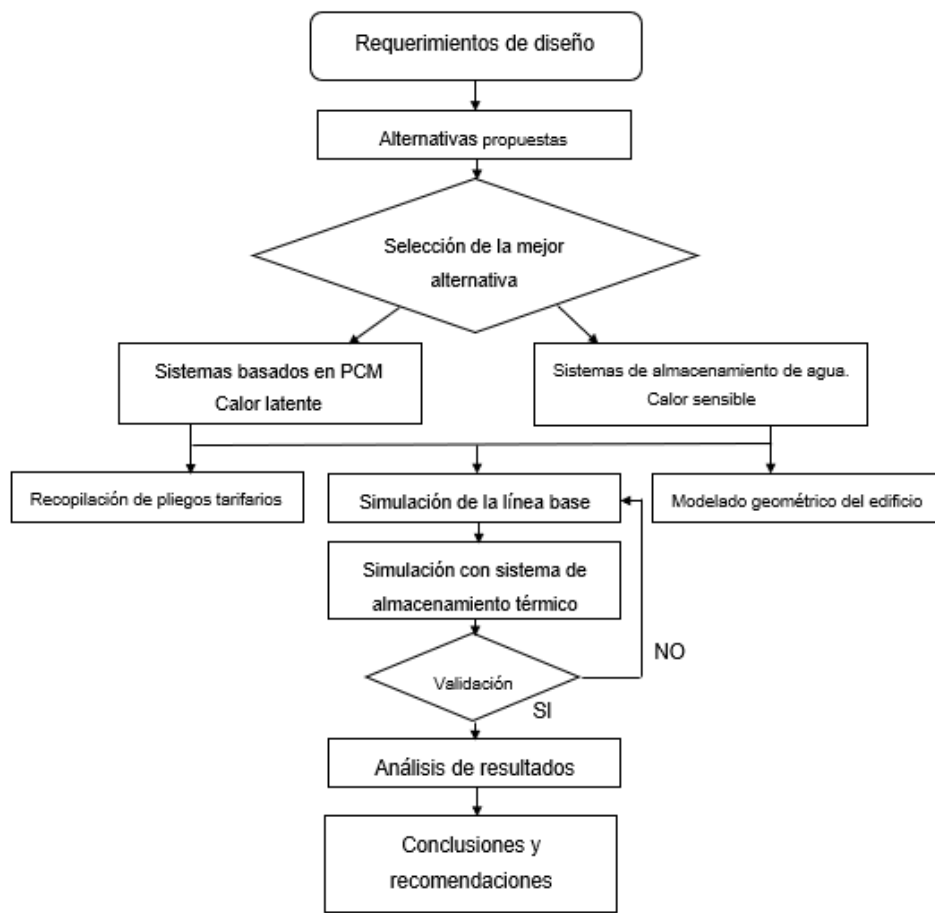


Figura 2.1. Esquema de ejecución del proyecto. [Elaboración propia]

## 2.1 Alternativas de solución

### 2.1.1 Alternativas al sistema de almacenamiento

Tabla 2.1 Alternativas de sistemas de almacenamiento. [Elaboración propia]

<b>Rangos de temperatura del material que almacena energía térmica</b>	<b>-12°C a 15°C</b>
<b>Alternativa 1</b>	Sistema basado en PCM: parafinas, sales hidratadas, ácidos grasos, hielo
<b>Alternativa 2</b>	Sistemas basados en agua

Con la ayuda de una matriz de selección se evaluará los tipos de PCM que podrían facilitar, para elaborar la simulación y con eso se buscará determinar la mejor alternativa entre todos los tipos de PCM. Para esto establecemos los criterios más relevantes que se basara en las restricciones del diseño y del teatro.

### 2.1.2 Criterios de selección

Basados en el objetivo principal de reducir el consumo energético en el teatro, además contar con el espacio adecuado para asentar el sistema de almacenamiento térmico y la facilidad de realizar el montaje del nuevo sistema, se plantea los siguientes criterios:

- **Calor latente:** Es un criterio importante por ser la cantidad de energía que requiere un fluido para cambiar de fase en su temperatura de fusión, sin existir un aumento de temperatura hasta que cambio totalmente de fase.
- **Costo de instalación:** El propósito es encontrar un sistema que logre reemplazar o reducir un consumo energético de un sistema base de climatización. Además, se debe tomar en cuenta la eficiencia del sistema, el impacto que causa al medio ambiente y tener acceso en el mercado para aplicaciones de sistemas deseados.

- **Temperatura de fusión:** La temperatura de fusión del sistema debe encontrarse por arriba de la temperatura de trabajo a la que podría operar el sistema base de climatización para tener un mejor rendimiento en el proceso.
- **Factibilidad de instalación:** El sistema debe poder instalarse en el espacio disponible de la edificación.

### 2.1.3 Ponderación de criterios

Una vez establecido los criterios para la elaboración del diseño del sistema de almacenamiento térmico. Se le otorga una ponderación del nivel de restricción de acuerdo con la importancia que tenga cada criterio establecido.

**Tabla 2.2 Ponderación de los criterios establecidos. [Elaboración propia]**

<b>Criterios de selección</b>	<b>Ponderación (%)</b>
Calor latente	40 %
Costos de instalación	30 %
Temperatura de Fusión	15 %
Factibilidad de Instalación	15 %
Total	100 %

Los criterios evaluados en la tabla 2.4 se aprecia el calor latente con el mayor puntaje y eso se debe porque depende de esa característica para determinar el volumen requerido para el tanque de almacenamiento térmico y a la vez eso influye en el costo del sistema, para poder determinar la viabilidad de la alternativa seleccionada.



**Tabla 2.3 Matriz de decisión. [Elaboración propia]**

Criterios de selección		Tipos de PCM que se usan para almacenar energía					
		Sales Hidratadas		Parafinas		Hielo	
		Nota	Puntaje	Nota	Puntaje	Nota	Puntaje
<b>Calor latente</b>	40 %	7	2.80	6	2.40	9	3.6
<b>Costos de instalación</b>	30 %	7	2.10	6	1.80	9	2.70
<b>Temperatura de Fusión</b>	15 %	8	1.20	6	0.90	5	0.75
<b>Factibilidad de Instalación</b>	15 %	6	0.90	7	1.05	8	1.20
<b>Total</b>			7.00		6.15		8.25

## 2.2 Modelo energético del edificio

### 2.2.1 Modelado de la línea base

Para obtener un análisis energético del comportamiento de la edificación, se requiere elaborar un modelo geométrico 3D que se encuentre bajo las condiciones reales de operación. Las características que establecen estas condiciones tienen que ver con las condiciones ambientales en la que se desenvuelve, los tipos de espacios, zonas térmicas, la demanda de la carga térmica, las envolventes y las especificaciones de los equipos que aportan aumentar la carga de térmica.

Se tomaron como referencias los teatros existentes en la ciudad de Guayaquil, en especial el ya mencionado Teatro Sánchez Aguilar, con lo que se procedió a hacer un modelo geométrico en SketchUp, cuyos detalles de dibujo y representación se detallan en el apéndice A (planos del edificio) y en el B (Simulación). Luego usando el plug-in de OpenStudio para SketchUp se designaron las zonas térmicas, que se detallan a continuación:

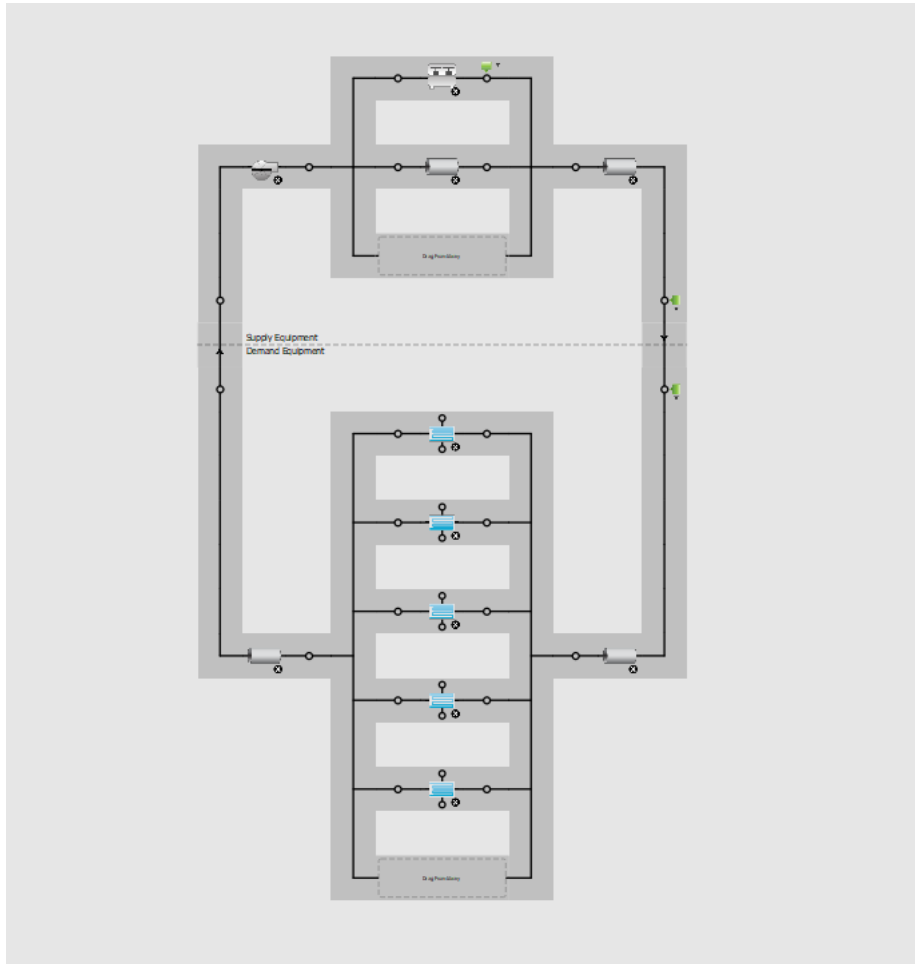
- Zona térmica 1: Auditorio
- Zona térmica 2: Lobby 1
- Zona térmica 3: Lobby 2
- Zona térmica 4: Lobby 3
- Zona térmica 5: Oficinas

De las cuales, a partir de la definición de ASHRAE para zonas térmicas, son espacios con un termostato común, por lo que entre zonas tienen un termostato independiente, que se rige por los horarios detallados en el apéndice B. De manera que los espacios mencionados en el apéndice B están asignados a una determinada zona térmica, porque son espacios que serán climatizados

### **2.2.2 Simulación**

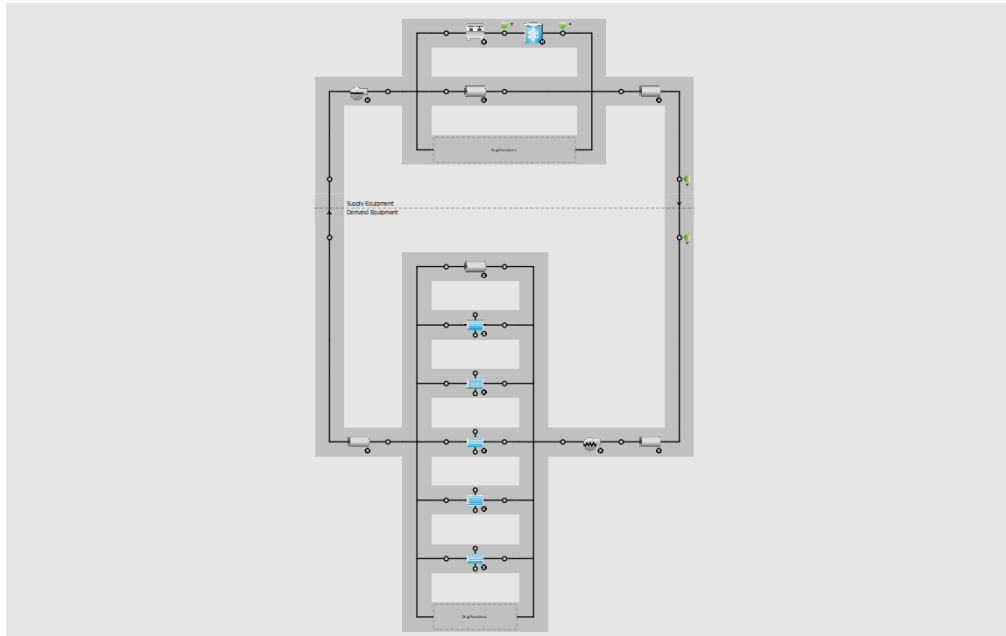
Una vez creada la geometría y asignados los espacios, con sus respectivos tipos (por ejemplo, que el espacio auditorio este asignado al tipo de espacio llamado conferencia), se les asigna un horario de climatización a través del horario de termostato, que se encuentra en la figura 4.11 del apéndice B, donde el espacio de auditorio opera de 16h00-23h00, con el horario cooling thermostat 1 y los demás espacios (zona térmica 2-5) tienen el cooling thermostat 2, que opera desde las 8h00-23h00. Una vez asignados los espacios, se asignaron las cargas en base a lo calculado del apéndice C, en especial las tasas de calor emitidas por la iluminación que provee por tipo de espacio el ASHRAE 90.1 y con esto en pie, se procedió a crear el esquema térmico:

En la figura 2.1 que se muestra a continuación, se aprecia el sistema línea base de agua helada que consiste con un chiller de aire y un sistema de bombeo para distribuir en la UMA (unidades manejadoras de aire) de cada zona térmica. Este sistema de línea base se lo usa para realizar la respectiva comparación y validación del sistema de almacenamiento de energía térmica.



**Figura 2.1 Esquema térmico de OpenStudio para sistema de línea base [Elaboración propia]**

Para el sistema de almacenamiento de energía térmica se presenta en la figura 2.2 el esquema que se usará para el análisis del comportamiento, mediante la simulación con el PCM seleccionado en la matriz de decisión de la tabla 5. Así mismo los resultados obtenidos de este esquema serán comparados con los del esquema de la figura 2.1 y así determinar si es rentable o no es rentable el sistema de almacenamiento de energía térmica.



**Figura 2.2 Esquema térmico para sistema con almacenamiento térmico [Elaboración propia]**

## **2.3 Cargas térmicas del edificio**

En el presente edificio se tienen varias cargas provenientes de las personas que ocuparán en las horas de operación, siendo los asistentes, operarios y presentadores principalmente, de acuerdo con (Fundación Teatro Sánchez Aguilar, 2019a), se tiene un aforo de 952 personas:

### **2.3.1 Cargas térmicas de ocupantes.**

Para determinar la carga térmica de las personas hacemos uso de la siguiente tabla, donde nos presenta el calor sensible y humedad de los humanos para diferentes actividades. Es por eso por lo que, para espacios de grandes densidades como los teatros, las ganancias de calor sensible y latente forma parte de una gran fracción de la carga total de ocupantes.

**Tabla 2.4 Tablas de tasas de emisión de calor por ocupantes [ASHRAE, 2017]**

Grado de Actividad	Ubicación	Calor Total, W		Calor Sensible W	Calor Latente W	Calor Sensible que es radiante	
		Adulto	Equilibrado M/F <sup>a</sup>			Bajo V	Alto V
Sentado en el teatro	Teatro	115	105	70	35	60	27
Trabajo muy ligero sentado	Oficinas, hoteles, apartamentos	130	115	70	45		
Oficina moderadamente activa	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	130	75	55		
De pie, trabajo ligero, caminando	Grandes almacenes, ventas minoristas	160	130	75	55	58	38
Caminando, de pie	Tiendas, bancos	160	145	75	70		
Trabajo sedentario	Restaurantes	145	160	80	80		
Trabajo de banco ligero	Fábrica	235	220	80	140		

Entonces de la tabla de emisiones de calor de los humanos usamos la actividad de teatro los calores latente y sensible, además el factor de carga de enfriamiento para las personas se la toma como una.

$$Q_s = q_s * n * FCE \quad (2.1)$$

$Q_s$ = calor sensible y latente

$q_s$  = calor sensible es de 70 W

$n$ = número de personas

$FCE$ = factor de carga de enfriamiento para las personas

Para el calor latente de las personas se usa

$$Q_l = q_l * n \quad (2.2)$$

Donde:

$Q_l$  = calor latente

$q_l$  = calor latente es de 35 W

$n$  = Número de personas dentro del teatro de acuerdo con cada sección

### **2.3.2 Carga térmica debido a iluminación.**

Para el cálculo de la carga por iluminación se considera las luces que se compone en cada habitación considerando la potencia de consumo o con la ayuda de la norma ASHRAE 90.1 que muestra la densidad de potencia de iluminación máxima.

$$Q_{ilu} = 3.4 * W * FB * FCE \quad (2.3)$$

$Q$  = ganancia neta de calor debido a alumbrado

$W$  = potencia total de luz

$FB$  = factor de iluminación (1.0)

$FCE$  = factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (1.0)

3.41 = factor de conversión

De acuerdo con la ASHRAE 90.1 se toma de referencia la densidad de potencia de luces para áreas específicas.

**Tabla 2.5 Densidades de potencia de iluminación usando por métodos de espacios.  
[ASHRAE, 2017]**

<b>Tipos de espacios comunes</b>	<b>Densidad de potencia de iluminación [W/m2]</b>	<b>Áreas de zonas [m2]</b>
<b>Auditorios</b>	26.2	1,650.00
En teatros de artes escénicas		
<b>Lobby</b>	21.6	637.43
En teatros de artes escénicas		
<b>Oficinas</b>	12	289.25
Cerradas		

### 2.3.3 Carga de los motores.

La siguiente formula representa la ganancia de los equipos operados por motores y que se encuentran dentro del entorno acondicionado. Debido a que la salida que produce un motor es generalmente proporcionada a la carga del motor es por eso por lo que se supone que el factor de carga de motor es 1, por más sobre carga que tenga el equipo.

$$Q_{em} = 2545 \left( \frac{P}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM} \quad (2.4)$$

- $Q_{em}$ = calor de la operación del equipo [Btu/h]
- P= potencia del motor [HP]
- $E_M$ = eficiencia del motor.
- $F_{UM}$ = factor de uso del motor.
- $F_{LM}$ = factor de carga del motor

Así mismo el factor de uso del motor se aplica cuando el uso del motor es intermitente, pero para los motores del teatro como es de uso convencional su factor de uso es 1.

### 2.3.4 Carga de equipos eléctricos

La ganancia de calor sensible para los aparatos eléctricos

$$Q_s = q_{input} F_U F_R \quad (2.5)$$

También puede escribirse como:

$$Q_s = q_{input} F_L \quad (2.6)$$

- $Q_s$ = ganancia de calor sensible
- $q_{input}$ = entrada de energía nominal
- $F_U$ = factor de uso
- $F_R$ = factor de radiación
- $F_L$ = relación de ganancia sensible

## 2.4 Esquema hidrónico de los sistemas evaluados

Una vez efectuados los cálculos en los apéndices de carga C, se procedió a efectuar el diseño para el sistema hidrónico, es decir de transporte de agua desde los módulos de enfriamiento o chillers, y tanque de almacenamiento, tanto para el sistema de línea base como para el sistema propuesto con almacenamiento térmico en el apéndice D.

Por lo que el flujo de agua en el caso del sistema de línea base consiste en agua que se bombea desde una bomba primaria hacia los chillers dispuestos en paralelo (3 chillers en total), para luego ir a una bomba secundaria que les dará la potencia para dirigirse hacia el resto de las tuberías y accesorios, hasta las UMAs, y luego retornará agua caliente. Pero para el sistema con almacenamiento térmico, la diferencia yace en que la bomba primaria bombea agua glicolada hacia los chillers para luego ir al tanque con hielo, sustrayéndole calor al mismo, para luego retornar caliente a la bomba primaria y repetir el ciclo.

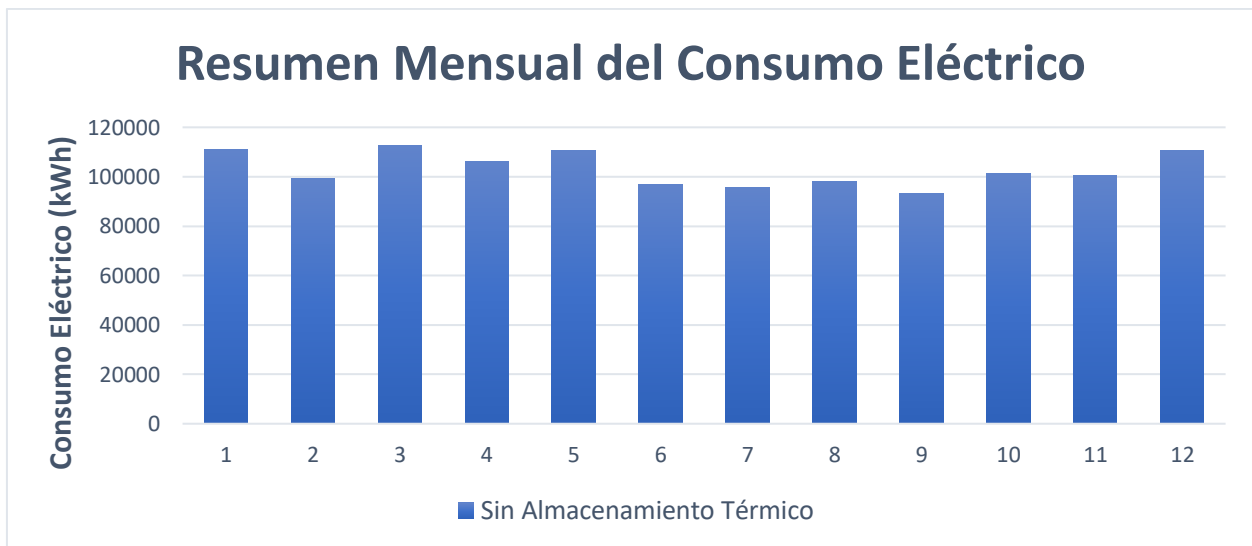


# CAPITULO 3

## 3 ANÁLISIS Y RESULTADOS

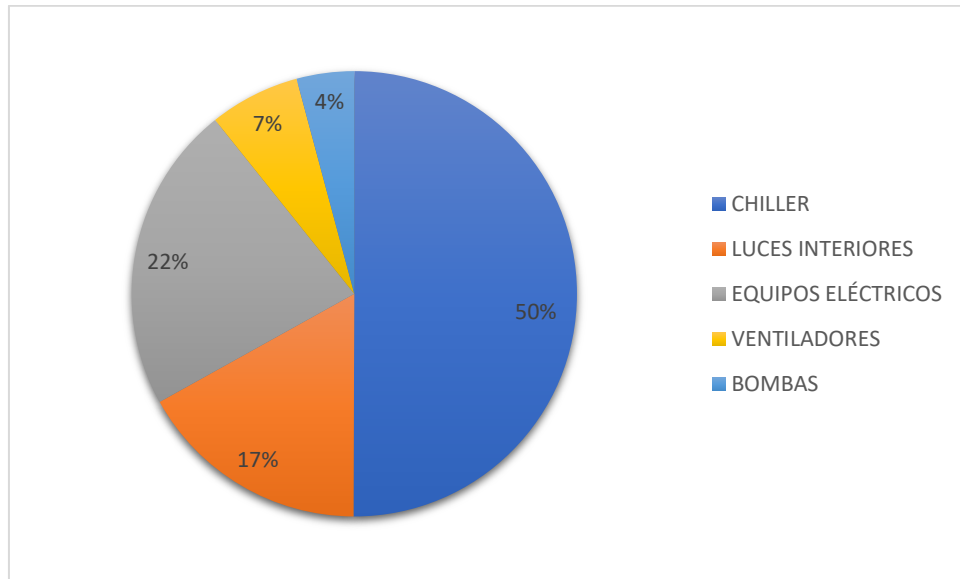
### 3.1 Simulación del modelo base

Para un mejor enfoque de la simulación de sistema base se presentan los resultados en la figura 3.1 el consumo eléctrico total del teatro por cada mes del año sin contar con el sistema de almacenamiento térmico (de línea base), solo con el sistema de agua fría con Chiller.



**Figura 3.1 Consumo mensual eléctrico *del sistema de línea base* en (kWh). [Elaboración propia]**

En el Apéndice F, se muestra que el consumo eléctrico es de 1'235,608.51 kWh durante la simulación de todo un año, entonces se observa en la figura 3.2 un promedio porcentual del consumo respectivo de diferentes equipos, donde resulta que el sistema de enfriamiento de agua posee el mayor consumo de toda la energía total consumida del teatro en el momento de su operación.



**Figura 3.2 Promedio del porcentaje de consumo por equipo. [Elaboración propia]**

## **3.2 Sistema de almacenamiento térmico.**

### **3.2.1 Dimensionamiento del tanque con hielo**

Para dimensionar el tanque de almacenamiento térmico se programó un nuevo período de tiempo de funcionamiento para el chiller, como se explica en el capítulo 2 de acuerdo con la metodología establecida. Mediante la segunda simulación en OpenStudio con el sistema de almacenamiento térmico y el nuevo periodo de operación del chiller, se obtuvo una acumulación de energía térmica de 720 Ton-h en 8 horas como se aprecia en el Apéndice C.

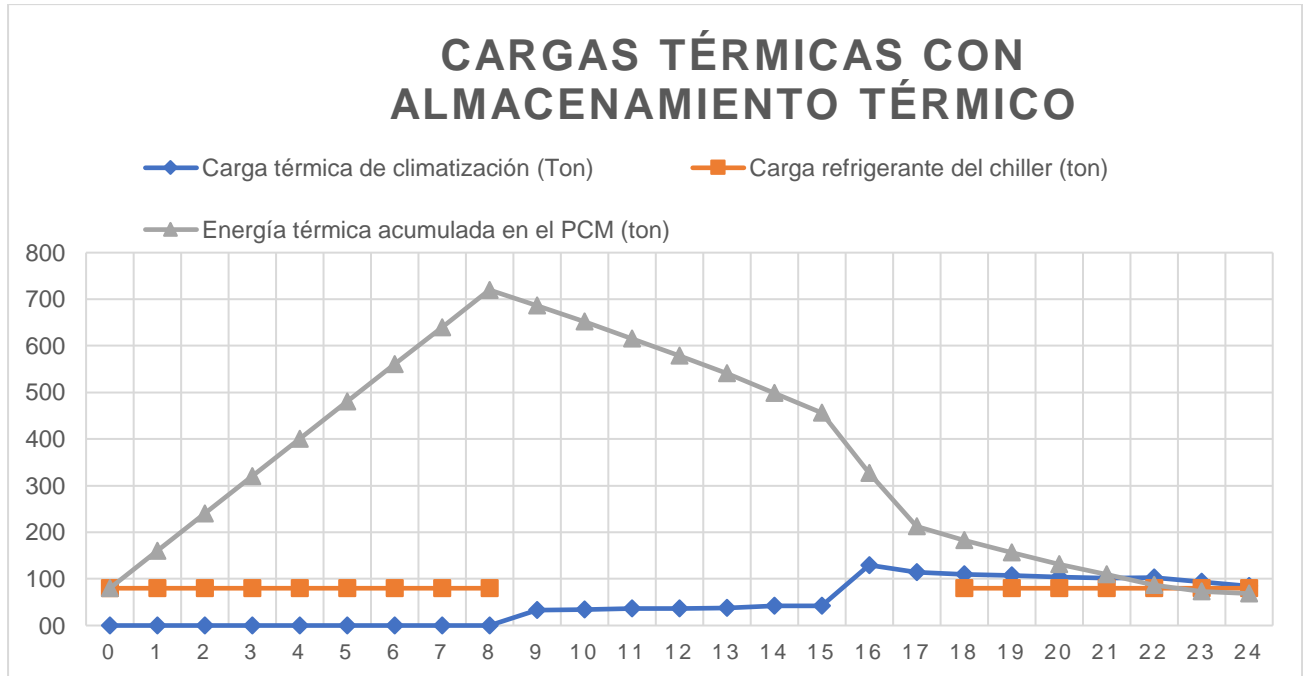
### **3.2.2 Resultados de operación del sistema de almacenamiento térmico**

Una vez establecida la energía térmica acumulada, se introdujo en el simulador OpenStudio la capacidad de almacenamiento del tanque con PCM y el horario de operación del tanque. Para este caso se escogió el 23 de febrero como día de diseño y se programó su horario de operación con respecto a la hora pico y un periodo como se muestra en el capítulo 2. En la tabla 3.1 se aprecia como la energía térmica acumulada abastece al sistema por un periodo de tiempo de la hora punta indicada en la tabla 1.4

**Tabla 3.1 Cálculos para el dimensionamiento del almacenamiento de energía térmica para el día de diseño. [Elaboración propia]**

Hora	Carga térmica de climatización (Ton)	Carga refrigerante del chiller (ton)	Energía térmica acumulada en el PCM (ton)
0	0.0	80	80
1	0.0	80	160.0
2	0.0	80	240.0
3	0.0	80	320.0
4	0.0	80	400.0
5	0.0	80	480.0
6	0.0	80	560.0
7	0.0	80	640.0
8	0.0	80	720.0
9	33.5		686.5
10	34.6		651.8
11	36.8		615.1
12	36.7		578.4
13	37.8		540.6
14	41.9		498.6
15	42.2		456.5
16	129.6		326.8
17	113.7		213.1
18	109.7	80	183.4
19	107.4	80	156.1
20	104.4	80	131.7
21	101.8	80	109.9
22	102.7	80	87.2
23	94.1	80	73.1
24	84.6	80	68.5
Total	<b>1211.5</b>	1280	720.0
Carga por hora	50.5		

Una de las razones por la cual se escogió el 23 de febrero como el día de diseño debido a que, en el archivo climático usado para el aeropuerto de Guayaquil, es el día con cargas máxima de refrigeración, por lo que en la figura 3.3 se muestra los datos tabulados de la carga del tanque de PCM y el perfil de carga al sistema por cada hora para poder cubrir la demanda de carga de enfriamiento del teatro.



**Figura 3.3 Perfil de carga de enfriamiento (Ton) y carga de Chiller (Ton) con almacenamiento térmico. [Elaboración propia]**

### 3.2.3 Selección del sistema de almacenamiento térmico.

Para poder dimensionar el tanque de almacenamiento térmico se realizó el cálculo del volumen con el perfil de carga térmica del día de diseño dado por la simulación, por lo que la capacidad refrigerante calculada es de 720 ton-h de refrigeración, dando como resultado un volumen de 34 m<sup>3</sup> de hielo. Entonces mediante una cotización realizada a la empresa (Evapco, 2017), seleccionamos el modelo ICE-760TE de 9245 gal (34.99 m<sup>3</sup>).

### **3.3 Sistema de bombeo**

Para determinar la capacidad del sistema de bombeo necesario para cumplir con el caudal requerido en el sistema. Primero se realizó el cálculo de las pérdidas por tuberías y accesorios, además de las pérdidas debido al paso por el separador de aire, pérdida de cabezal por UMAS, cabezal de pérdida por chiller y del intercambiador de calor del tanque con PCM.

#### **3.3.1 Pérdidas de cabezal para las bombas primarias.**

En las bombas primarias se toma en cuenta las pérdidas debido al chiller y al intercambiador del tanque de PCM como se aprecia los cálculos realizado en el apéndice C, que son las encargadas de soportar a estos dos equipos, dando como resultado un cabezal de pérdida de 35.40 ft (15.35psi).

#### **3.3.2 Pérdidas de cabezal para las bombas secundarias**

En las bombas secundarias se toma en consideración las pérdidas causadas por las UMAS, por las tuberías y accesorios de los tramos de las UMAS y por los separadores de aire. Obteniendo como resultado un cabezal de 90 ft (40 psi), así mismo en el apéndice C se puede apreciar los cálculos.

#### **3.3.3 Selección de bombas**

Debido a la carga de refrigeración obtenida en la simulación de OpenStudio, se calculó un caudal necesario de 350 GPM que circule por todo el sistema de agua fría tal cual lo indica el Apéndice C y con los resultados de los cabezales de pérdidas para las bombas primarias y secundarias, se procede a seleccionar 4 bombas, dos primarias conectadas en paralelo y dos secundarias conectadas en paralelo. Las bombas fueron escogidas del catálogo de la empresa Dinatek Con las siguientes características que se muestran en la tabla 3.2.

**Tabla 3.2 Características de las bombas del sistema. [Elaboración propia]**

Características		Datos
Nombre de la bomba		Hydrotek AIX80/26
Velocidad	[RPM]	1760
Potencia	[kW]	19
	[HP]	25
Cabezal	[m - H2O]	32
	[ft - H2O]	105
Caudal	[m3/h]	115
	[GPM]	505
Impeler [mm]		264

### **3.4 Simulación del sistema de climatización con almacenamiento de energía térmica**

La simulación realizada del nuevo sistema con el almacenamiento de energía térmica nos permite conocer el consumo de energía eléctrica de cada equipo, especialmente del chiller, ventiladores y bombas. Entonces posteriormente se presenta el consumo de energía eléctrica del sistema simulado con el almacenamiento de energía térmica, junto con el del sistema base para poner a comparar los resultados de ambas simulaciones.

#### **3.4.1 Consumo energético de la línea base y con el sistema de almacenamiento de energía térmica**

En la tabla 3.3. Se presenta los resultados del consumo energético obtenido de la simulación de la línea base y el sistema de climatización con almacenamiento de energía térmica.

**Tabla 3.3 Consumo mensual de energía eléctrica de cada sistema de climatización.  
[Elaboración propia]**

Meses	Sistema de línea base			Sistema con almacenamiento térmico		
	Chiller [kWh]	Ventilador [kWh]	Bombas [kWh]	Chiller [kWh]	Ventilador [kWh]	Bombas [kWh]
<b>Enero</b>	58745.28	6897.67	4409.89	32877.78	6897.67	10618.97
<b>Febrero</b>	51734.17	6230.17	3983.11	29006.39	6230.17	9626.03
<b>Marzo</b>	59373.33	6897.67	4409.89	33768.61	6897.67	10683.08
<b>Abril</b>	56875.56	6675.17	4267.64	32019.72	6675.17	10285.86
<b>Mayo</b>	57302.78	6897.67	4409.14	32531.11	6897.67	10581.44
<b>Junio</b>	45475.00	6675.17	4233.36	30498.33	6675.17	10143.17
<b>Julio</b>	44199.44	6897.67	4319.19	32943.61	6897.67	10474.58
<b>Agosto</b>	44729.44	6897.67	4325.42	33247.50	6897.67	10479.58
<b>Septiembre</b>	42730.83	6675.17	4185.19	32348.61	6675.17	10134.69
<b>Octubre</b>	49185.28	6897.67	4365.61	34699.17	6897.67	10492.67
<b>Noviembre</b>	48954.17	6675.17	4261.33	33950.83	6675.17	10163.61
<b>Diciembre</b>	59199.72	6897.67	4409.89	35822.22	6897.67	10723
<b>Consumo anual</b>	618505.00	81214.50	51579.67	393713.9	81214.5	124406.7
<b>Consumo total</b>	751299.17			599335.08		

Se observó que el chiller disminuye su consumo anual cuando trabaja con el almacenamiento de energía térmica. Este resultado era esperado debido a que el mayor periodo de operación esta designado en horarios donde el costo de energía eléctrica es menor al de las horas pico. Por lo tanto, el consumo energético en la línea base es de 751299.17 kWh, mientras que con el almacenamiento de energía térmica es de 599335.08 kWh.

Ese ahorro energético reflejado durante todo el año es fundamental significativo, debido a que el ahorro monetario presente durante todo el año sería de \$25,669.24, cuando en el

periodo de operación del chiller el costo de la energía eléctrica está a 0.07 \$/kWh. Como se aprecia en a la tabla 3.4.

**Tabla 3.4 Ahorro económico y energético generado durante todo el año. [Elaboración propia]**

<b>Meses</b>	<b>Ahorro energético (kWh)</b>	<b>Ahorro monetario</b>
<b>Enero</b>	19658.42	\$ 2.978.56
<b>Febrero</b>	17084.86	\$ 2.607.65
<b>Marzo</b>	19331.53	\$ 2.954.09
<b>Abril</b>	18837.62	\$ 2.854.05
<b>Mayo</b>	18599.37	\$ 2.857.59
<b>Junio</b>	9066.86	\$ 1.693.14
<b>Julio</b>	5100.44	\$ 1.239.90
<b>Agosto</b>	5327.78	\$ 1.282.58
<b>Septiembre</b>	4432.72	\$ 1.148.86
<b>Octubre</b>	8359.05	\$ 1.645.80
<b>Noviembre</b>	9101.06	\$ 1.721.52
<b>Diciembre</b>	17064.39	\$ 2.685.50
<b>Total</b>		\$ 25.669.24

Así mismo como se utilizó la tarifa eléctrica diferenciada para Ecuador. En el capítulo dos se presenta la tabla 1.4, las tarifas eléctricas diferenciadas de otros países de la región y de la cual también se elaboró una simulación utilizando dichas tarifas de cada país, en la tabla 3.5 de observa el ahorro monetario que producen las tarifas de los otros países.



**Tabla 3.5 Ahorro monetario con el sistema de almacenamiento de energía térmica bajo tarifas de varios países de la región. [Elaboración propia]**

<b>Costo de la energía consumida al año de países latinoamericanos</b>				
	<b>Sin almacenamiento térmico</b>	<b>Con almacenamiento térmico</b>	<b>Ahorro monetario</b>	
<b>Ecuador</b>	\$ 146.985.69	\$ 121.259.83	\$	25.725.86
<b>Colombia</b>	\$ 202.158.21	\$ 198.671.30	\$	3.486.91
<b>Perú</b>	\$ 138.162.16	\$ 115.424.71	\$	22.737.45
<b>Uruguay</b>	\$ 127.294.02	\$ 89.401.28	\$	37.892.74

### 3.5 Análisis de costos

En los resultados del Apéndice E, se aprecian dos tablas de cotización. Uno es del sistema línea base y el otro es el sistema con almacenamiento de energía térmica. Con estas dos proformas de costo del sistema se realizó los cálculos respectivos de amortización para ver la rentabilidad del nuevo sistema con respecto a sistema línea base, en este cálculo también se tomó en cuenta el precio de mantenimiento estableciendo un costo del 4% anual de la inversión inicial y el costo del consumo de energía eléctrica.

En la tabla 3.6. Se presentan los valores totales del costo de inversión para cada sistema, el costo de la energía eléctrica consumida por año y el costo de mantenimiento anual.

**Tabla 3.6 Proformas de los sistemas, costo de consumos eléctricos y mantenimiento. [Elaboración propia]**

	<b>Precio Total</b>	<b>Costo de energía eléctrica</b>	<b>Costo de mantenimiento</b>	
<b>Proforma del sistema línea base</b>	\$ 339.410.30	\$ 147.037.42	\$	13.576.41
<b>Proforma del sistema con almacenamiento térmico</b>	\$ 407.505.30	\$ 121.368.18	\$	16.300.21

Con los valores de los costos de instalación de los sistemas y sus consumos se hizo la evaluación con un rango de 5 años de operación, donde en resulta que al 3 año de operación se puede apreciar como existe un excedente en los gastos monetarios y que al 5 año se logra tener un excedente monetario de \$ 115,468.00 con un TIR de 38%. lo que podemos determinar que el sistema de almacenamiento de energía térmica es considerado rentable en edificaciones con cargas térmicas mayores a 100 Ton. En el Apéndice E se puede observar con mayor detalle los cálculos realizados para este análisis de rentabilidad.

# CAPÍTULO 4

## 4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

Las conclusiones principales son las siguientes:

- Con el uso del modelo energético establecido en el simulador se pudo determinar las condiciones de operaciones de cada uno de los equipos que conforman el sistema de agua helada del teatro, así mismo con la simulación se obtuvo la carga térmica o carga de enfriamiento de diseño, siendo esta de 160 TON y la temperatura de enfriamiento del agua en el circuito es de 6°C.
- El PCM seleccionado para el almacenamiento de energía termia es el hielo. Debido a las grandes características que poseen este sólido se pudo dimensionar un tanque de 34 m<sup>3</sup>, facilitando el trabajo de selección de equipo mediante la empresa EVAPCO, quienes son proveedores con este tipo de sistema con una capacidad de aproximadamente 35 m<sup>3</sup>, suficiente para cubrir la demanda de carga de enfriamiento.
- Se ha podido recopilar información de las tarifas diferenciadas por rangos horarios de algunos países de la región, para poder realizar la comparación energética del sistema del almacenamiento de energía térmica con la línea base, obtenido resultados favorables con un TIR del 38%.
- Mediante la amortización realizada a las proformas se obtuvo que la inversión del nuevo sistema de almacenamiento térmico con la capacidad de abastecer una carga de 160 ton en horarios pico, esta pronosticado para recuperarlo en un tiempo de 3 años.
- Sin embargo, gracias a software de OpenStudio se pudo realizar las simulaciones correspondientes para obtener los consumos en kWh de los equipos de la planta de agua y a la misma vez el consumo monetario que genera cada sistema. Con este resultado se pudo validar la rentabilidad del nuevo sistema obteniendo un excedente en 5 años de operación de aproximadamente \$ 115,468.00.

## 4.2 Recomendaciones

- Para mejorar la eficiencia del sistema de almacenamiento de energía térmica se recomienda realizar un diseño de un sistema de control que permita medir eficazmente la variación de volumen en las horas de operaciones del tanque de almacenamiento térmico, para poder controlar el tiempo preciso que se necesite accionar nuevamente el chiller.
- Se puede evaluar el uso de sistemas de almacenamiento de energía térmica, con diferentes tipos de PCM, para este caso se recomienda probar con sales hidratada por la temperatura de fusión ( $7^{\circ}\text{C}$ ) que poseen estos PCM.
- Es posible de alguna forma financiar este tipo de proyectos con fondos públicos, es decir fondos verdes o que haya mayores incentivos de parte del gobierno, para poder promover el uso de energías renovables, y sobre todo reducir el uso de energía en horas punta.
- Debido a los resultados favorables presentados en este documento para los climas actuales de Ecuador se recomienda potencializar la producción de sistemas de almacenamientos térmico con la finalidad de reducir costo la adquisición de estos equipos y adaptar con más precisión a los climas reales del país.
- Para mayor precisión de los resultados del sistema, se recomienda realizar levantamientos de medición y verificación con la ayuda de equipo especializados, para poder tener los consumos reales del sistema y a la vez considerar mejor las pérdidas presentes.

# BIBLIOGRAFÍA

- Al-Abidi, A. A., Bin Mat, S., Sopian, K., Sulaiman, M. Y., Lim, C. H., & Th, A. (2012). Review of thermal energy storage for air conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8), 5802–5819. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.030>
- ARCONEL. (2019). RESOLUCIÓN Nro. ARCONEL - 002/19. Retrieved from ARCONEL website: [https://docs.google.com/viewerng/viewer?url=https://www.cnelep.gob.ec/wp-content/uploads/2019/02/Resolución-002-19-Pliego-Tarifario-SPEE\\_Codificado.pdf&hl=en](https://docs.google.com/viewerng/viewer?url=https://www.cnelep.gob.ec/wp-content/uploads/2019/02/Resolución-002-19-Pliego-Tarifario-SPEE_Codificado.pdf&hl=en)
- ASHRAE. (2017). Handbook of Fundamentals, SI Edition. In *Atlanta, GA*.
- Caribe, E. (2016). *Informe de Tarifas Eléctricas en Distribución para Clientes Regulados*. 1–9.
- Daikin. (n.d.). Fan coil units.
- Dincer, I. (2002). On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy and Buildings*, 34(4), 377–388. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(01\)00126-8](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(01)00126-8)
- Dolado Bielsa, P. (2011). *Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Diseño y modelización de equipos de almacenamiento para intercambio de calor con aire*. 1–318. Retrieved from <papers2://publication/uuid/2DC75BF6-E0D0-48BA-82F7-1AED0B58D59D>
- Evapco. (2017). *EVAPCO Ice Thermal Storage Selection Summary*. 1–2.
- Evapco. (2020). *ICE-760TE*. 9245, 115740.
- Fundación Teatro Sánchez Aguilar. (2019). Teatro Sánchez Aguilar.

Lifeder. (2019). Diagrama de Moody: ecuaciones, para qué sirve, aplicaciones.

Map, G. (n.d.). No Title. Retrieved from Teatro Sanchez Aguilar website:  
<https://www.google.com.ec/maps/place/Teatro+Sánchez+Aguilar/@-2.1418309,-79.8694039,17z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x902d6cfb13339e05:0x850dacfedfeadb bf!8m2!3d-2.1418309!4d-79.8672152?hl=es-419>

Medicion, C. O., Potencia, D. E. U. N. A., Medicion, C. O., Potencia, D. E. U. N. A., Medicion, C. O., Potencia, D. E. U. N. A., ... Potencia, D. E. U. N. A. (2020). *No Title*. 2020.

Oliver, A., & Neila, F. J. (2012). *Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica Technical Note : PCM choosing and classification according to their characteristics for their applicati*. 62, 131–140. <https://doi.org/10.3989/mc.2012.58010>

PCM Products. (2019). (No Title).

Plastigama. (2019). TUBERÍAS Y ACCESORIOS DE PVC Y PE BD.

TACO. (2019). In-Line Air Separators.

*Tarifario-enero-2019 Colombia.pdf*. (n.d.).

UTE. (2019). *Pliego tarifario*. 18. Retrieved from [www.ute.com.uy](http://www.ute.com.uy),

Vanhoudt, D., Desmedt, J., Van Bael, J., Robeyn, N., & Hoes, H. (2011). An aquifer thermal storage system in a Belgian hospital: Long-term experimental evaluation of energy and cost savings. *Energy and Buildings*, 43(12), 3657–3665. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.09.040>

Zalba, B., Marín, J. M., Cabeza, L. F., & Mehling, H. (2003). Review on thermal energy storage with phase change: Materials, heat transfer analysis and applications. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 23). [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8)

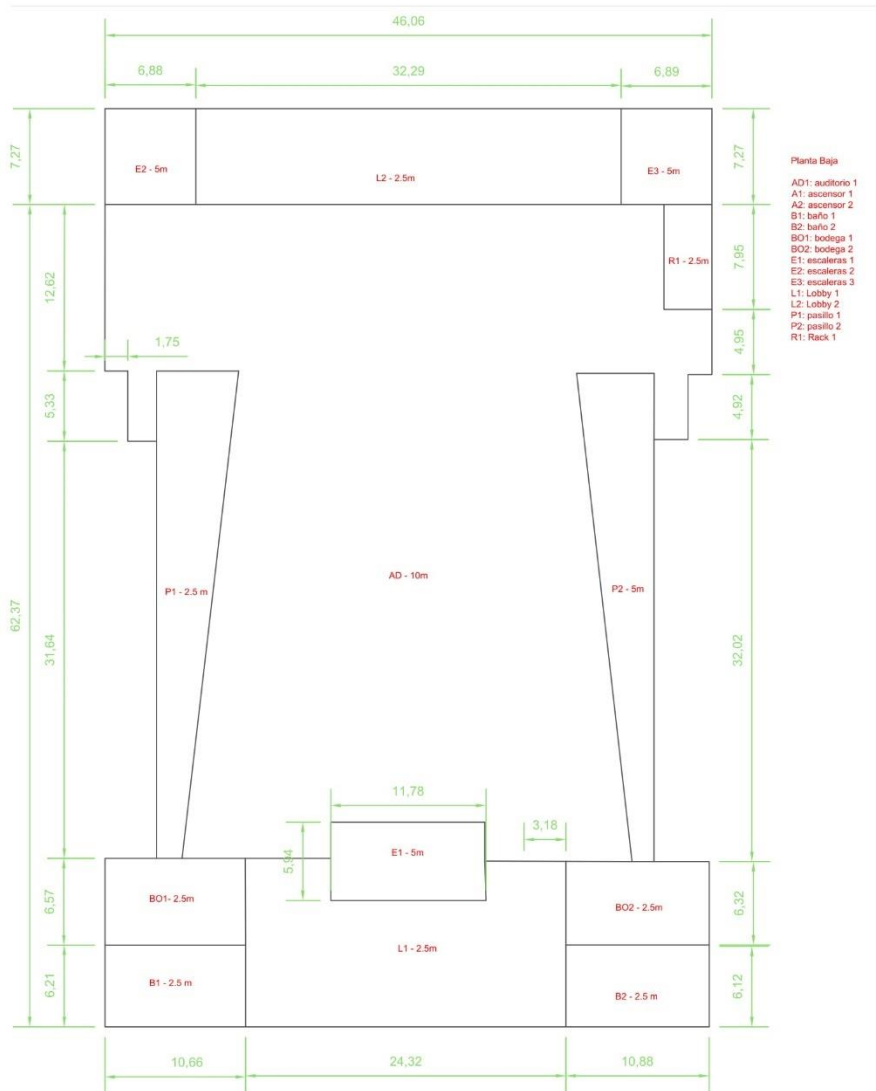
Zhang, Y., & Faghri, A. (1996). Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using the internally finned tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(15), 3165–3173. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00402-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00402-5)

# APÉNDICES

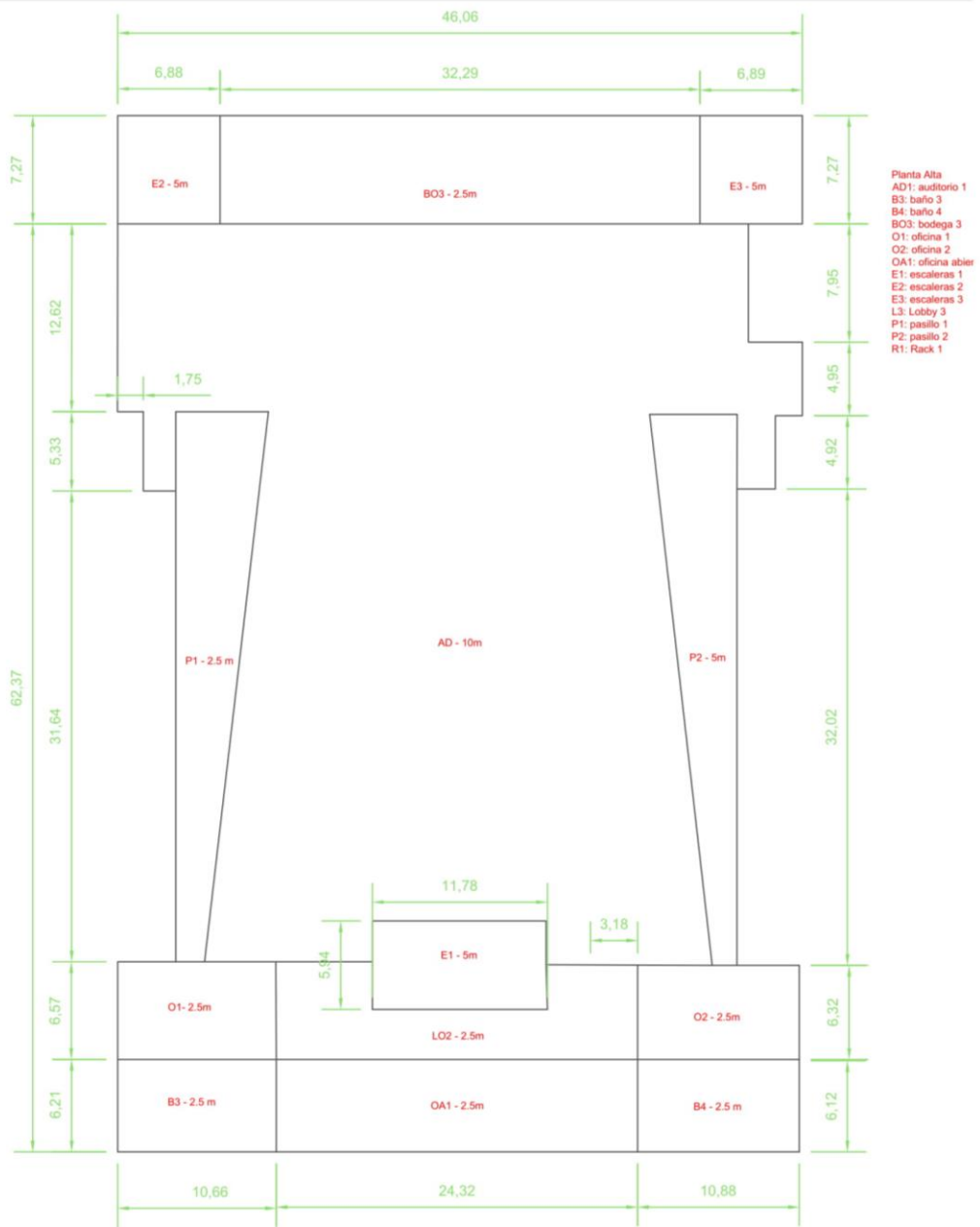


# Apéndice A

## Planos del edificio



Plano 1 Planta baja del teatro [Elaboración propia]



**Plano 2 Planta alta del edificio [Elaboración propia]**

# Apéndice B

## Simulación en OpenStudio

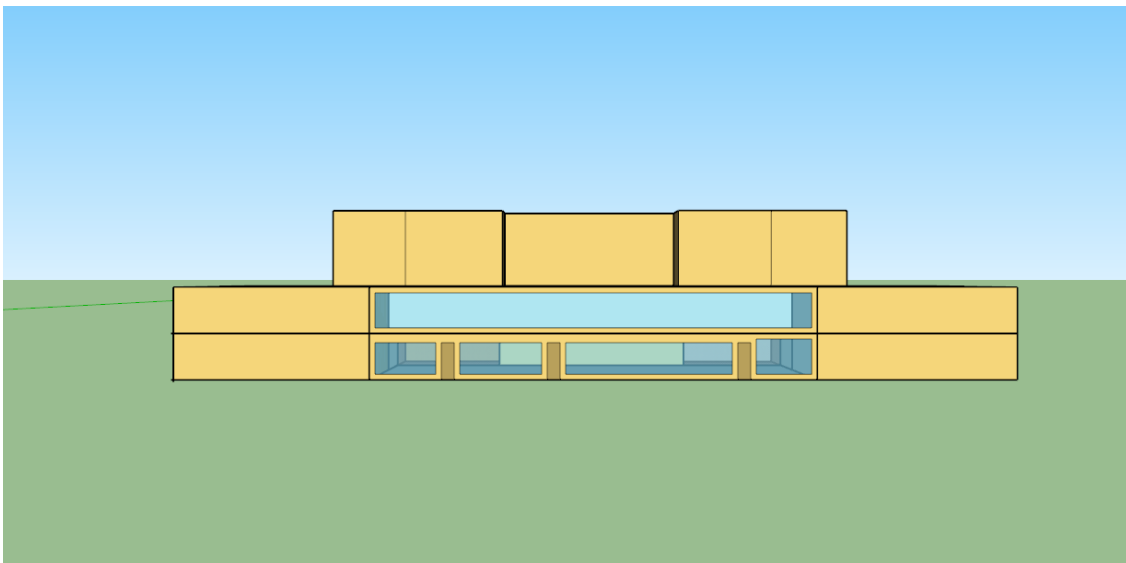


Figura 4.1 Vista frontal del teatro [Elaboración propia]

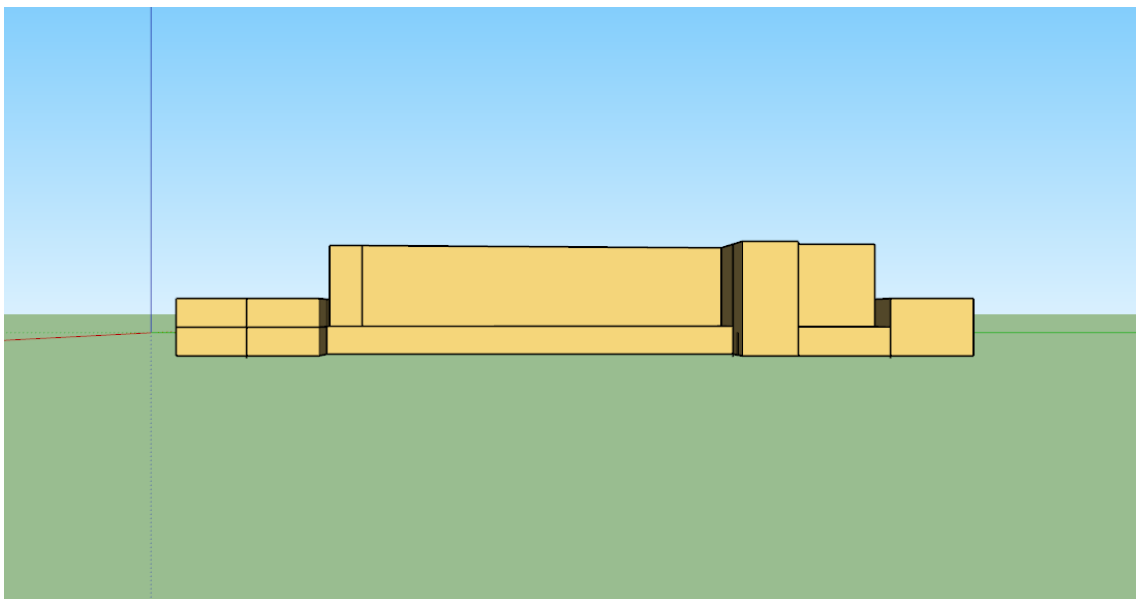
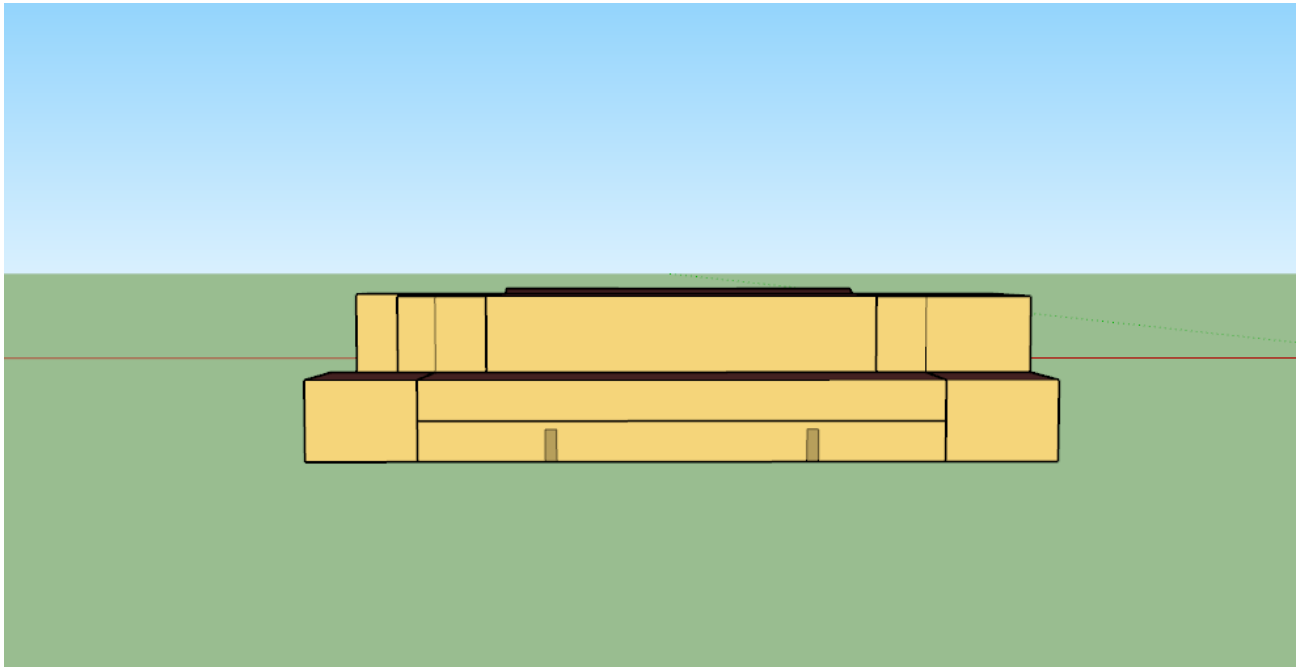
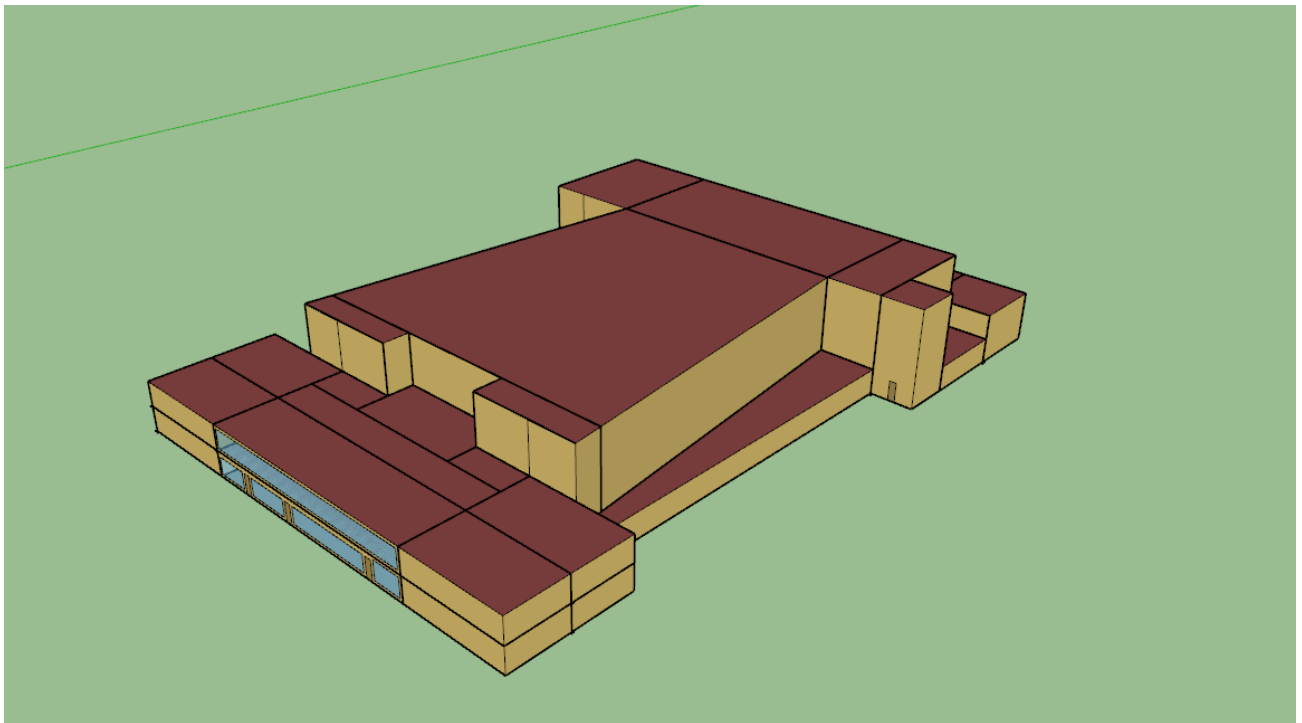


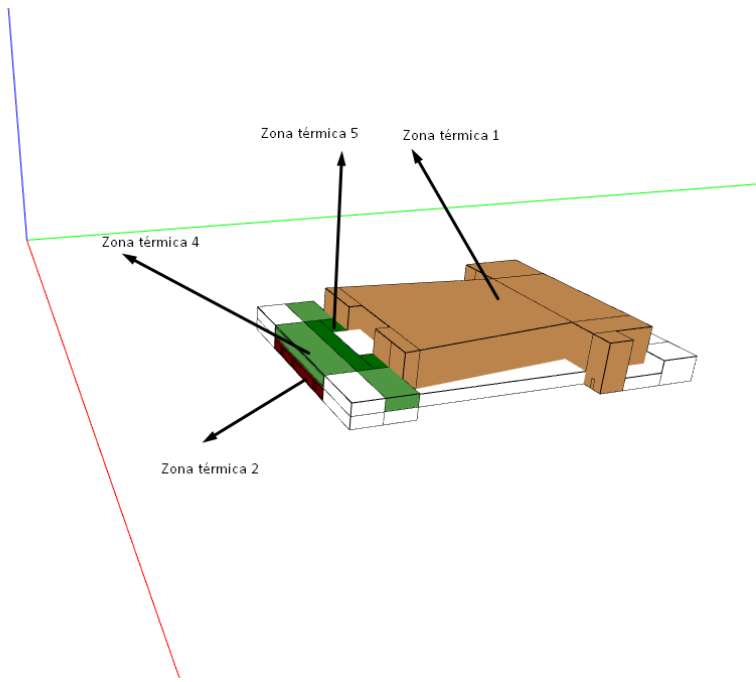
Figura 4.2 Vista lateral derecha del teatro [Elaboración propia]



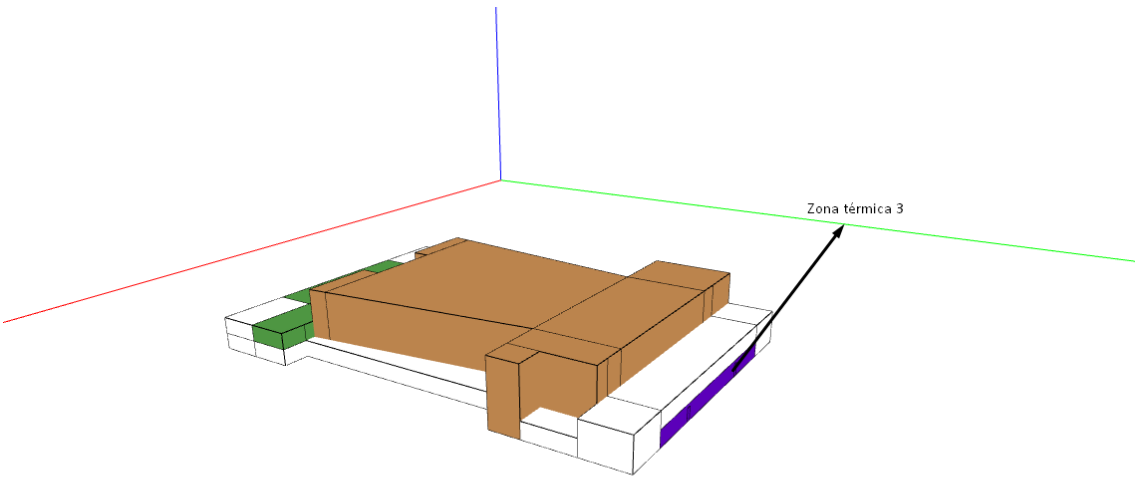
**Figura 4.3 Vista posterior del teatro [Elaboración propia]**



**Figura 4.4 Vista posterior del teatro [Elaboración propia]**



**Figura 4.5 Detalle de las zonas térmicas 1 a la 4 [Elaboración propia]**



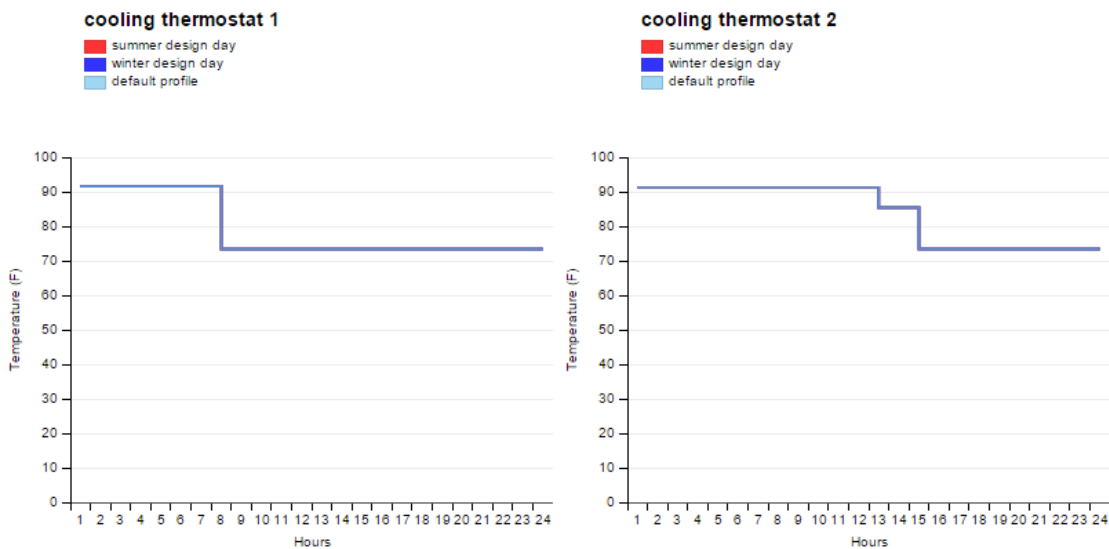
**Figura 4.6 Detalle de la zona térmica 5 [Elaboración propia]**

Space Name	All	Story	Thermal Zone	Space Type	Default Construction Set	Default Schedule Set	Part of Total Floor Area
	<input type="checkbox"/>	Apply to Selected	Apply to Selected	Apply to Selected	Apply to Selected	Apply to Selected	Apply to Selected
Auditorio sección 1	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 2	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 3	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 4	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 5	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 6	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Auditorio sección 7	<input type="checkbox"/>	Building Story 1	Thermal Zone 1	189.1-2009 - Office - Confer			<input checked="" type="checkbox"/>
Baños 1	<input type="checkbox"/>	Building Story 1		189.1-2009 - Office - Restroc			<input checked="" type="checkbox"/>
Baños 2	<input type="checkbox"/>	Building Story 1		189.1-2009 - Office - Restroc			<input checked="" type="checkbox"/>
Baños 3	<input type="checkbox"/>	Building Story 2		189.1-2009 - Office - Restroc			<input checked="" type="checkbox"/>
Baños 4	<input type="checkbox"/>	Building Story 2		189.1-2009 - Office - Restroc			<input checked="" type="checkbox"/>
Bodega 1	<input type="checkbox"/>	Building Story 1		189.1-2009 - Office - Storage			<input checked="" type="checkbox"/>
Bodega 2	<input type="checkbox"/>	Building Story 1		189.1-2009 - Office - Storage			<input checked="" type="checkbox"/>
Bodega 3	<input type="checkbox"/>	Building Story 2		189.1-2009 - Office - Storage			<input checked="" type="checkbox"/>
Escaleras 1	<input type="checkbox"/>	Building Story 1		189.1-2009 - Office - Stair - C			<input checked="" type="checkbox"/>

**Figura 4.7 Designación de espacios a cada zona térmica y su clasificación por tipo 1**  
**[Elaboración propia]**

Spaces	Properties	Loads	Surfaces	Subsurfaces	Interior Partitions	Shading		
Bodega 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Storage	<input checked="" type="checkbox"/>
Bodega 3	<input type="checkbox"/>		Building Story 2				189.1-2009 - Office - Storage	<input checked="" type="checkbox"/>
Escaleras 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Stair - C	<input checked="" type="checkbox"/>
Escaleras 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Stair - C	<input checked="" type="checkbox"/>
Escaleras 3	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Stair - C	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 1	Thermal Zone 2			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 1 - sección 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 1	Thermal Zone 2			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 1 - sección 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 1	Thermal Zone 2			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 3			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 2 - sección 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 4			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 2 - sección 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 4			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Lobby 3	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 4			189.1-2009 - Office - Lobby -	<input checked="" type="checkbox"/>
Oficina 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 5			189.1-2009 - Office - Closed	<input checked="" type="checkbox"/>
Oficina 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 5			189.1-2009 - Office - Closed	<input checked="" type="checkbox"/>
Oficina abierta 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 2	Thermal Zone 5			189.1-2009 - Office - Open	<input checked="" type="checkbox"/>
Pasillo 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Corrido	<input checked="" type="checkbox"/>
Pasillo 2	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - Corrido	<input checked="" type="checkbox"/>
Rack 1	<input type="checkbox"/>		Building Story 1				189.1-2009 - Office - ElecMe	<input checked="" type="checkbox"/>

**Figura 4.8 Designación de espacios a cada zona térmica y su clasificación por tipo 2**  
[Elaboración propia]



**Figura 4.9 Horarios de termostato para los espacios [Elaboración propia]**

# Apéndice C

## Cálculo de las cargas térmicas y dimensionamiento del tanque de hielo

### Cargas de ocupantes

En la siguiente tabla se muestra el cálculo de todas las cargas por ocupantes de cada sección que se climatiza, según ASHRAE 90.1, muestra el calor emitido por persona de acuerdo con la actividad y estado en que se encuentre.

**Tabla 4.1 Cargas térmicas debido a los ocupantes de los espacios [Elaboración propia]**

Lugar	N° de personas	Calor latente [Btu/h]	Calor sensible [Btu/h]	Total de calor latente [Btu/h]	Total de calor sensible [Btu/h]	Total [Btu/h]
Sala Principal	952	105	225	99,960	214,200	314,160
Lobby	500	105	225	52,500	112,500	165,000
Oficina	60	155	245	9,300	14,700	24,000
<b>Total</b>						503,160

### Cargas por iluminación

Se aprecia los cálculos de las cargas térmicas de cada sección que se considera para la climatización, donde por medio de ASHRAE 90.1 se considera la densidad de potencia de cada área acondicionada.

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE$$



**Tabla 4.2 Cargas térmicas debido a la iluminación del teatro [Elaboración propia]**

<b>Espacio para climatizar</b>	<b>Potencia total [kW]</b>	<b>Calor debido al alumbrado [Btu/h]</b>
Sala principal	42.07	143,050
Lobby	13.77	46,810
Oficinas	3.47	11,800
<b>Total</b>		201,660

### **Carga de los motores**

Por lo general los teatros cuentan con una cantidad de entre 6 a 14 motores para las barras metálicas, cortinas y movimiento de la iluminación de los teatros. Además, los tipos de motores que se presentan suelen ser de 0,5 HP, para este cálculo asumiremos que posee 10 motores de 0,5 HP en la sala principal.

$$Q_{em} = 2545 \left( \frac{P}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM}$$

La potencia del motor es de 0,5HP y con la ayuda de ASHRAE 90.1 se toma la eficiencia mínima promedio de carga completa tal cual nos indica la tabla ...

- P= 0,5 HP
- $E_M = 78.2\%$
- $F_{UM} = 1$
- $F_{LM} = 1$

$$Q_{em} = 2545 \left( \frac{0.5HP}{0.782} \right) 1 * 1$$

$$Q_{em} = 1,627.24 \frac{Btu}{h}$$

➤ N° de motores: 10 unidades

$$Q_{10em} = 10 * Q_{em}$$

$$Q_{em} = 16,272.38 \frac{Btu}{h}$$

### Carga por equipos eléctricos

Los equipos considerados para el teatro son laptops, computadoras base, pantallas LCD, las ganancias de calor de cada equipo se toma se referencia de acuerdo con los promedios del ASHRAE. En la siguiente tabla se aprecia las ganancias caloríficas en W de cada equipo eléctrico.

- Lobby y oficinas

**Tabla 4.3 Equipos eléctricos del lobby y oficinas [Elaboración propia]**

Cantidad	Equipos eléctricos	Ganancia de calor [W]	Ganancia total por equipo [W]	Ganancia total de calor [Btu/h]
15	Computadoras de escritorio	83	1,245	4,248.12
8	Laptops	70	560	1,910.80
10	Monitores LCD	48	480	163.78
<b>Total</b>				<b>6,322.70</b>

- Sala de Teatro principal

**Tabla 4.4 Equipos eléctricos de la sala de teatro principal [Elaboración propia]**

<b>Cantidad</b>	<b>Equipos eléctricos</b>	<b>Ganancia de calor [W]</b>	<b>Ganancia total por equipo [W]</b>	<b>Ganancia total de calor [Btu/h]</b>
10	Computadoras de escritorio	83	830	2,833.73
10	Laptops	70	700	2,389.89
15	Monitores LCD	48	720	2,458.18
<b>TOTAL</b>				<b>7,681.80</b>

### **Carga por el techo**

$$Q = UA(CLTD)$$

#### **Ecuación 1 Conductividad de calor en las paredes**

Donde:

Q: Calor transmitido por el techo [Btu]

U: Coeficiente general de transmisión de calor [Btu/h\*ft<sup>2</sup>\*°F]

A: Área de las paredes

CLTD: Cooling load temperature difference

En este caso se tomará una temperatura exterior de 92 °F y 75 °F, por lo que el CLTD sería de 17 °F.

$$U = \frac{1}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \dots + \frac{L_n}{k_n}}$$

### Ecuación 2 Coeficiente general de transmisión de calor

Donde:

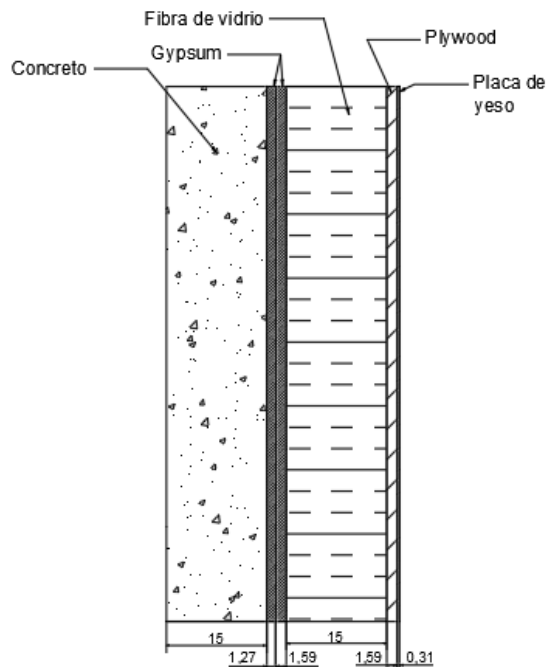
L: Espesor de la pared

K: Conductividad térmica del material

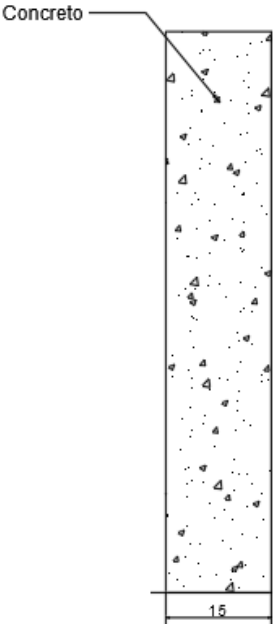
### Conjuntos de paredes empleados

En el edificio presente se tienen 4 conjuntos estudiados para conducción simple por las paredes, los cuales se detallan sus valores a cada uno, incluyendo el vidrio

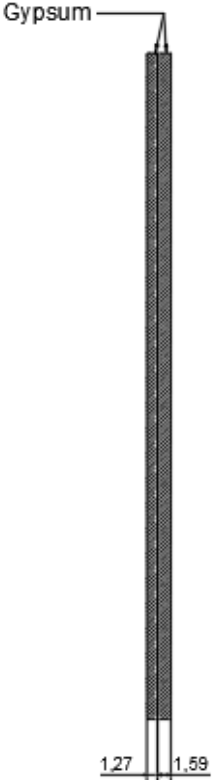
#### Conjunto de pared 1



**Conjunto de pared 2**



**Conjunto de pared 3**



En esta fuente se pudo conocer los materiales presentes para el acondicionamiento acústico regular para paredes, que fue utilizado en el diseño del conjunto de pared 1

### Cálculo del coeficiente U

La presente tabla acumula las conductividades y longitudes por pared

**Tabla 4.5 Cálculo del coeficiente U debido a las paredes del teatro [Elaboración propia]**

Conjunto de pared	Conductividad de materiales [Btu*in/h*ft^2*°F]						Longitud [in]						Resistencia térmica						U total
	Concreto	Gypsum	Fibra de vidrio	Plywood	Placa de yeso	Vidrio	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L1/k1	L2/k2	L3/k3	L4/k4	L5/k5	L6/k6	
Conjunto de pared 1	6.4	1.66	0.34	0.12	0.5	0.96	5.906	1.752	5.906	0.000	0.122	0	0.923	1.055	17.37	0	0.244	0	0.05104
Conjunto de pared 2	6.4	1.66	0.34	0.12	0.5	0.96	5.906	0	0	0	0	0	0.923	0	0	0	0	0	1.08373
Conjunto de pared 3	6.4	1.66	0.34	0.12	0.5	0.96	0	1.126	0	0	0	0	0	0.678	0	0	0	0	1.47426
Vidrio	6.4	1.66	0.34	0.12	0.5	0.96	0	0	0	0	0	0.236	0	0	0	0	0	0.246	4.06401

En la siguiente tabla se muestran las áreas por conjunto, asumiendo un CLTD de 17 °F, y con sus respectivos U se calculan los Btu/hr y en toneladas de refrigeración

**Tabla 4.6 Cálculo de carga debido a las paredes. [Elaboración propia]**

Espacios climatizados	Conjunto de pared 1 (U1= 0.05104)	Conjunto de pared 2 (U2= 1.0837)	Conjunto de pared 3 (U3= 1.4742)	Vidrio (U4= 4.064)	Q total paredes [Btu/hr]
	Área [ft^2]	Área [ft^2]	Área [ft^2]	Área [ft^2]	
Auditorio	21407	0	0	0	18576
Lobby principal	0	754	654	370	3284
Camerinos	0	1228	869	0	2612
Oficina abierta	0	504	654	485	3480
Oficinas cerradas	0	1502	356	0	2152
Para un CLTD de 17 °F				Q total [btu/hr]	30105
				Q total TR	3

## Cálculo de la energía térmica almacenada del tanque de hielo

$$Q = \text{toneladas de refrigeración} * 12600.72 \frac{KJ}{ton}$$

$$Q = 720 \text{ ton} * 12660.72 \frac{KJ}{ton}$$

$$Q = 9115718.4 \text{ KJ}$$

Cálculo del volumen del tanque

$$V = \frac{Q}{C_L \rho (eff)}$$

Donde:

V: Volumen del tanque [m<sup>3</sup>]

Q: Calor almacenado [KJ]

C<sub>L</sub>: Calor latente de fusión [KJ/kg]

ρ: Densidad del fluido almacenante [kg/m<sup>3</sup>]

Se evalúa el volumen con agua que tiene las siguientes propiedades C<sub>L</sub> =334 KJ/kg, y ρ= 916,8 kg/m<sup>3</sup> de la densidad del hielo y con una eficiencia de almacenamiento recomendada por ASHRAE de 0.9

$$V = \frac{9115418 \text{ KJ}}{(334 \frac{KJ}{kg})(916,8 \frac{kg}{m^3})(0.9)} = 33.16 \text{ m}^3$$

Por lo que se recomienda un container de 2.5m x 5m x 3m, como dimensiones mínimas. Mediante el catálogo de Evapco se escogió un tanque que cumpla con las especificaciones técnicas calculadas.

# Apéndice D

## Cálculo de bomba y sistema hidrónico

### Cálculo del flujo total de agua requerido para el sistema

A partir de los datos obtenidos en la simulación y en los cálculos de carga se puede considerar que el tonelaje de refrigeración requerido para ambos sistemas es de 160 toneladas de refrigeración. Luego se requiere estimar el caudal requerido para el sistema, usando la ecuación del transporte de calor se muestra:

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T$$

$$Q = \dot{V}\rho c_p\Delta T$$

$$\dot{V} = \frac{Q}{\rho c_p\Delta T}$$

$$\dot{V} = \frac{X * 12000\left(\frac{Btu}{ton}\right)}{\rho c_p\Delta T}$$

Donde:

- V: Es el caudal requerido [ft<sup>3</sup>/h]
- X: Carga refrigerante [toneladas de refrigeración]
- ρ: Densidad del agua [lbm/ft<sup>3</sup>]
- c<sub>p</sub>: Calor específico del agua a 45 °F [Btu/(lbm . R)]
- ΔT: Diferencia de temperatura del fluido entrante con el fluido saliente [°R]

$$\dot{V} = \frac{160 \frac{ton}{h} * 12000\left(\frac{Btu}{ton}\right)}{\left(62.4 \frac{lbm}{ft^3}\right)\left(1.01 \frac{Btu}{lbm \times R}\right)(10R)} = 2797 \frac{ft^3}{h} \left(0.12 \frac{gpm}{\frac{ft^3}{h}}\right) = 348 \text{ gpm}$$



### Cálculo para el flujo de agua en las UMAs para el auditorio

Similar al anterior, se calcula en este caso para 100 toneladas, usando la ecuación:

$$\dot{V} = \frac{100 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 12000 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{ton}}\right)}{\left(62.4 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}\right) \left(1.01 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \times \text{R}}\right) (10\text{R})} = 1904 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \left(0.12 \frac{\text{gpm}}{\frac{\text{ft}^3}{\text{h}}}\right) = 228 \text{ gpm}$$

### Pérdidas para el tramo principal de transporte de agua

Por lo que se establece también la longitud más larga de tubería desde el chiller hacia la UMA más lejana es de 150m en total, por lo que se detallan los elementos y accesorios del sistema, solo en el tramo más largo y con mayor pérdida de cabezal, con el objetivo de dimensionar la bomba:

**Tabla 4.7 Datos para el cálculo de pérdidas del tramo con tubería de diámetro de 160 mm.**  
[Elaboración propia]

<b>Cálculo de coeficiente de pérdidas para tubería de 160 mm</b>	
Diámetro [m]	0.16
Área [m <sup>2</sup> ]	0.020
Longitud de tubería [m]	150
Rugosidad [mm]	0.0015
Viscosidad cinemática del agua [m <sup>2</sup> /s]	1.47E-06
Caudal [m <sup>3</sup> /s]	0.022
Velocidad [m/s]	1.098
Número de Reynolds	119293
Factor de fricción 1 [f]	0.017

El número de Reynolds se lo calculó mediante la ecuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(0.45 \frac{m}{s})(0.16 m)}{1.47 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 119293$$

Donde:

- V: Velocidad de flujo [m/s]
- D: Diámetro de tubería [m]
- $\nu$ : Viscosidad cinemática de agua [m<sup>2</sup>/s]

Al tener un número de Reynolds mayor que 4000, usando la gráfica de Moody se puede observar que es un régimen turbulento, por lo que se aplica la siguiente ecuación para el factor de fricción:

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Donde:

- f: Factor de fricción
- D: Diámetro [m]
- E: Rugosidad [m]

$$f_1 = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{0.16 m}{0.0000015 m} \right)} + \frac{5.74}{119293^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.017$$

### **Pérdidas para los tramos secundarios hacia las UMAS**

Como el anterior, se asumen 50m de tramos de tubería con un caudal de 228 gpm, entonces se coloca su respectiva tabla y desarrollo de ecuaciones

**Tabla 4.8 Datos para el cálculo de pérdidas del tramo con tubería de diámetro de 110 mm.**

[Elaboración propia]

<b>Cálculo de coeficiente de pérdidas para tubería secundaria</b>	
Diámetro [m]	0.11
Área [m <sup>2</sup> ]	0.010
Longitud de tubería [m]	150
Rugosidad [mm]	0.0015
Viscosidad cinemática del agua [m <sup>2</sup> /s]	1.47E-06
Caudal [m <sup>3</sup> /s]	0.014
Velocidad [m/s]	1.494
Número de Reynolds	111547
Factor de fricción 2 [f]	0.018

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(1.494 \frac{m}{s})(0.11 m)}{1.47 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 111547$$

$$f_2 = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{0.11 m}{0.0000015 m} \right)} + \frac{5.74}{111547^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.018$$

Las UMAs utilizaran para el auditorio 351 kW de refrigeración para climatizarlo, provenientes de un aproximado de 100 toneladas de refrigeración calculadas en el apéndice C, por lo que se seleccionan 3 unidades DDM1318-C2 Daikin con una capacidad individual de 23400 para el teatro, que sería el tramo con mayor pérdida de cabezal, y que de acuerdo a su catálogo, la pérdida de cabezal individual es de 58 kPa, por lo que las 3 UMAs sumarían 172 kPa, entonces se las debe convertir a m de H<sub>2</sub>O

$$h_{UMAs} = \frac{P_{UMAs}}{\rho g} = \frac{172\,000 Pa}{(1000 \frac{kg}{m^3})(9.8 \frac{m}{s^2})} = 17.55 m$$

### Cálculo de coeficiente de pérdidas para tubería

Usando el catálogo de Plastigama se tomará en cuenta el diámetro nominal de 160 mm ya que posee las menores pérdidas para el caudal de diseño, y también permite calcular las pérdidas aproximadas por columna de agua en los accesorios:

Tabla 4.9 Coeficientes de pérdidas para accesorios. [Elaboración propia]

<b>Cálculo de coeficiente de pérdidas para accesorios</b>			
<b>Coeficiente Kp de pérdidas por accesorio</b>	<b>Número</b>	<b>Longitud equivalente de tubería [m]</b>	<b>Longitud equivalente total de tubería [m]</b>
Codos de 90° para d= 160mm	10	5.4	54
Válvula de compuerta para d= 160mm	1	1	1
Válvulas de 2 vías para d= 160mm	2	3.6	7.2
Uniones de 3 entradas (tee)	5	3.6	18
		<b>Total</b>	80.2

La longitud total de la tubería para pérdidas es la suma de la longitud máxima desde el chiller hasta las UMAS ( $l_d$ ) que es de 150 m y la longitud equivalente debido a accesorios ( $l_k$ ) de 80.2 m.

$$l_t = l_d + l_k = 150 \text{ m} + 80.2 \text{ m} = 230.2 \text{ m}$$

### Pérdidas debido al paso por el separador de aire

Utilizando el catálogo de taco y usando 350 de caudal de diseño se busca una pérdida de presión de 2 ft, y que el separador lo garantiza, por lo que:

$$h_{sep-aire} = 2 \text{ [ft]} = 0.61 \text{ [m]}$$

## Ecuación de Bernoulli para el cálculo de cabezal de la bomba primaria

En este caso particular se analiza la bomba secundaria, que es la que se encuentra antes del chiller, y permite superar solo las pérdidas debido al intercambiador de calor del chiller y del tanque con PCM, por lo que es difícil estimar las pérdidas por las diferentes configuraciones de intercambiador, de manera que se ha tomado como referencia este autor (Tec engineering, 2020), y lo estima en 15 ft. Luego para el intercambiador de calor del tanque con PCM, las pérdidas se estiman en 61 kPa (20.4083 ft) de acuerdo con el catálogo de (Evapco, 2017), por lo que en total suman:

$$h_{B2} = h_{chiller} + h_{intercambiador} = 15ft + 20.4ft = 35.4 [ft] = 10.78 [m] = 15.35 [psi]$$

## Ecuación de Bernoulli para el cálculo de cabezal de la bomba primaria

La ecuación recomendada para el cálculo de pérdidas por tubería de 160 mm y accesorios es la siguiente:

$$h_L = f \frac{L_t v^2}{D 2g}$$

Donde:

- f: Factor de fricción
- $L_t$ : Longitud total de tubería [m]
- D: Diámetro [m]
- v: Velocidad de fluido [m/s]
- g: Constante de gravedad [ $m/s^2$ ]

$$h_{L1} = 0.017 \frac{223 m (0.45 \frac{m}{s})^2}{0.16 m 2 (9.8 \frac{m}{s^2})} = 3 m$$

La ecuación para pérdidas del tramo secundario para las UMAs del auditorío es la siguiente

$$h_{L2} = 0.018 \frac{50 m (1.494 \frac{m}{s})^2}{0.11 m 2 (9.8 \frac{m}{s^2})} = 0.93 m$$

Una vez mencionado esto se plantea la ecuación de Bernoulli para el sistema hidráulico:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + h_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + h_{UMAs} + h_{L1} + h_{L2} + h_{separadora} + h_{sep-aire}$$

Donde:

- $P_1$ : Presión en la entrada [Pa]
- $P_2$ : Presión en la salida, luego de recorrer las UMAs [Pa]
- $V_1$ : Velocidad al inicio [m/s]
- $V_2$ : Velocidad al final del recorrido [m/s]
- $h_1$ : Altura del fluido al comienzo [m]
- $h_2$ : Altura del fluido en su punto más alto [m]
- $h_B$ : Cabezal aportado por la bomba [m]
- $h_{UMAs}$ : Pérdida de cabezal debido al paso de fluido en las UMAs [m]
- $h_L$ : Pérdida de cabezal debido al paso por las tuberías y accesorios [m]

Asumiendo que se desea que se mantenga la presión 1 entonces la presión 2 es igual que la primera, por lo tanto, se anulan. Por otro lado, el caudal se mantiene a lo largo del recorrido, por lo que la velocidad 1 es igual que la 2, y también se anulan, luego que la altura  $h_1$  es igual a cero al encontrarse en el nivel de referencia, por lo que  $h_b$  es igual a:

$$h_B = h_2 + h_{UMAs} + h_{L1} + h_{L2} + h_{sep-aire}$$

Siendo  $h_2$  la altura máxima de las UMAs se asume como 6m, que  $h_{UMAs}$  es igual a 17.55 m calculado anteriormente y que  $h_L$  es de 3 m. Se tiene que el cabezal de bomba es de:

$$h_B = 6m + 17.55m + 3m + 0.93 + 0.61 = 28.54 [m] = 90 [ft] = 40 [psi]$$

## Selección de las bombas

Con los datos calculados, se realiza una tabla con los requerimientos de potencia:

**Tabla 4.10 Datos de potencia requerida. [Elaboración propia]**

Descripción	Cabezal [PSI]	Cabezal [ft-H2O]	Caudal [GPM]	Potencia [HP]
Bomba primaria	15.35	35.4	350	5.8
Bomba secundaria	40	90	350	8.1

Para la bomba primaria se selecciona una bomba de la empresa Dinatex con estas especificaciones:

**Tabla 4.11 Características de la bomba Hydrotek AIX80/26 [Dinatex, 2020]**

Característica		Valor
Nombre de la bomba		Hydrotek AIX80/26
Velocidad	[RPM]	1760
Potencia	[kW]	19
	[HP]	25
Cabezal	[m - H2O]	32
	[ft - H2O]	105
Caudal	[m3/h]	115
	[GPM]	505
Impeler [mm]		264

Para la bomba primaria y secundaria usaran 2 de estas bombas respectivamente, en total 4, es decir 2 bombas en paralelo para el circuito primario (Chiller e intercambiador), y para el circuito secundario (tuberías y UMAs) 2 bombas.

Por lo que se recomiendan los siguientes esquemas hidráulicos:

NAME:  
LOCATION:

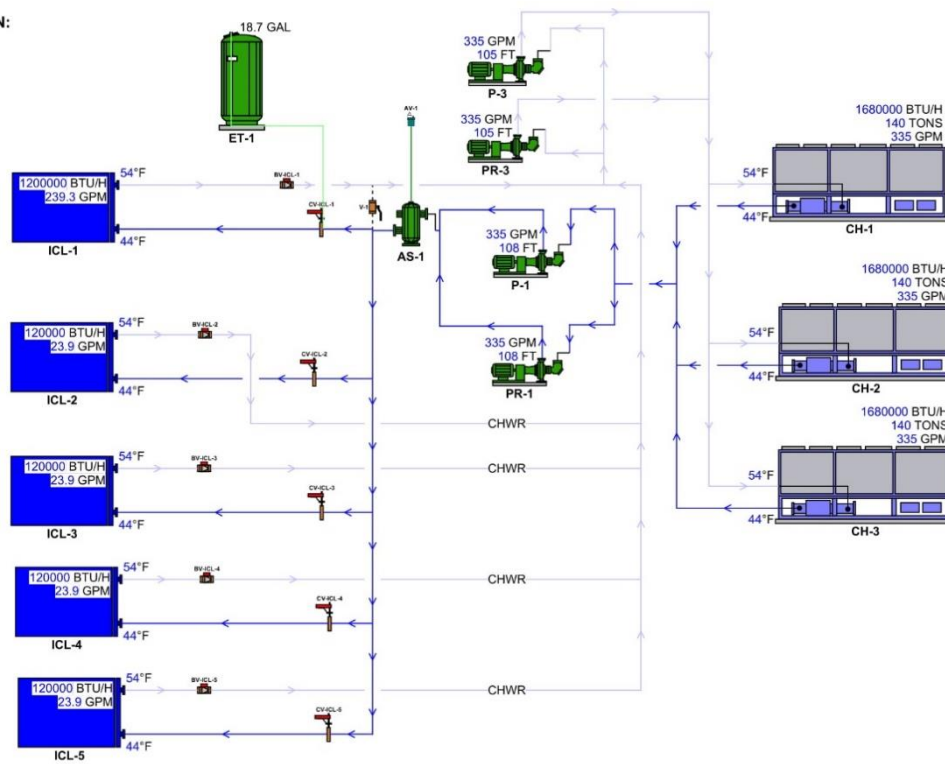


Figura 4.10 Esquema hidrónico para el sistema de línea base. [Elaboración propia]



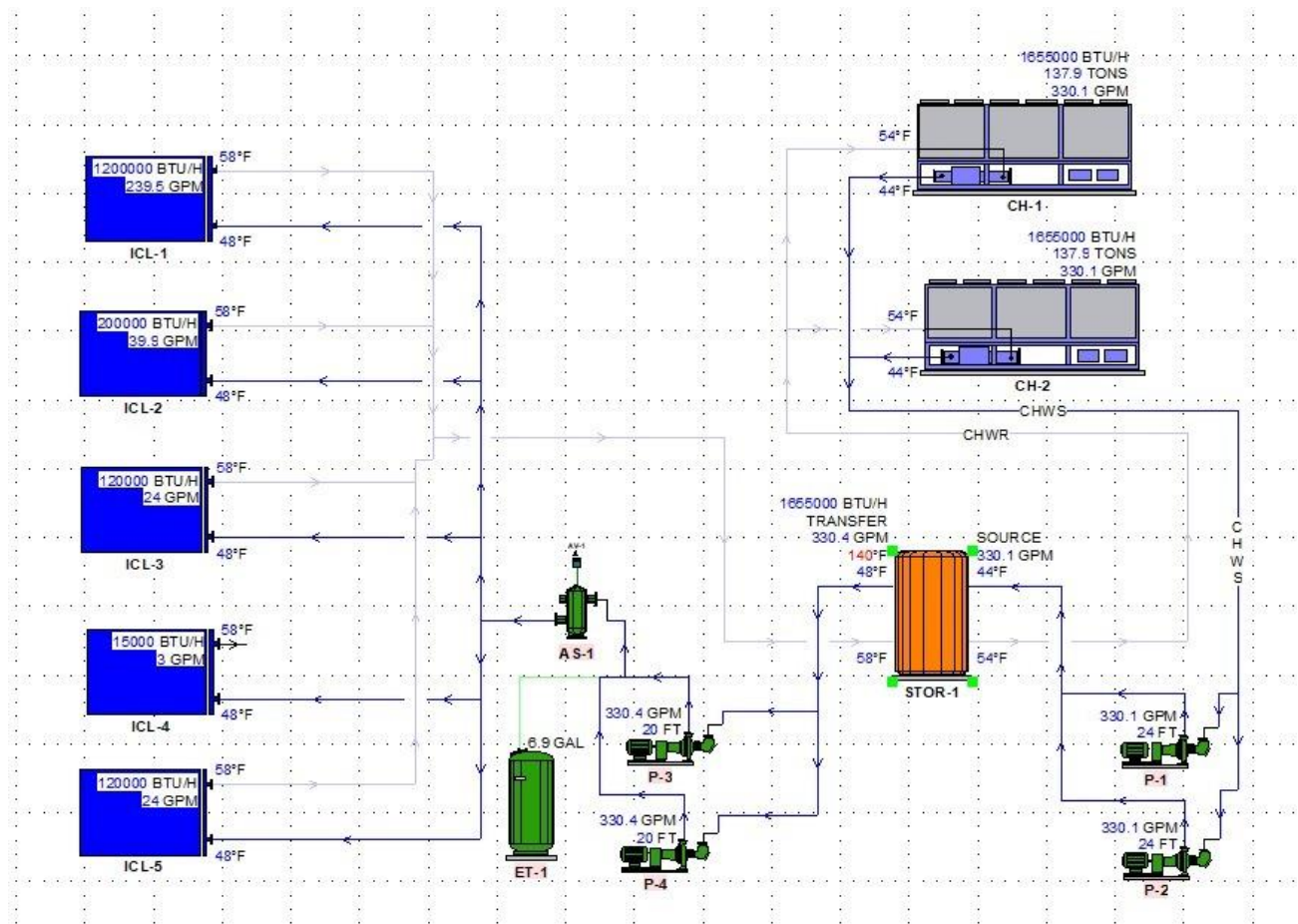


Figura 4.11 Esquema hidrónico para sistema con climatización. [Elaboración propia]

# Apéndice E

## Costos y amortización

Se han recopilado los elementos del sistema de climatización, con línea base y con almacenamiento térmico, y se los ha cotizado a través de email en el caso del chiller y del tanque para hielo, cuyas cotizaciones se encuentran en el apéndice G, las bombas Dinatex se las cotizo por medio de teléfono, y lo mismo para los elementos de tubería de Plastigama, y el resto de objetos, se los cotizo con la lista de precios existente de HVAC soluciones, de manera que se los presenta a continuación:

**Tabla 4.12 Proforma para el sistema de línea base. [Elaboración propia]**

DESCRIPCION	UNIDAD	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
<b>EQUIPOS DE CLIMATIZACION</b>						
Chiller de 80 toneladas de refrigeración, con compresor Britzen, toma de 220 V	u	Refricor	rack	3	\$ 69,440.00	\$ 208,320.00
UMA con ventilador de 23000 CFM y capacidad de 20 toneladas	u	Daikin	DDM1318-C2	3	\$ 14,000.00	\$ 42,000.00
UMA con ventilador de 5000 CFM y capacidad de 5 toneladas	u	Daikin		4	\$ 8,000.00	\$ 32,000.00
<b>EQUIPOS DEL SISTEMA HIDRONICO</b>						
Bomba de 18.5 kW		Hydrotek	AIX80/26	4	\$ 1,230.00	\$ 4,920.00
Separador de aire (gpm max 550)		Taco	AC04	1	\$ 3,800.00	\$ 3,800.00
Tanque de expansión de 110 galones		Taco		1	\$ 3,200.00	\$ 3,200.00
<b>SISTEMA HIDRONICO DE AGUA HELADA</b>						
Tubo de PVC de 160 mm de diámetro con espesor nominal de 7.6 mm	u	Plastigama	Tubos de 6m	25	\$ 9.14	\$ 228.50
Tubo de PVC de 110 mm de diámetro con espesor nominal de 2.7 mm	u	Plastigama	Tubos de 6m	9	\$ 6.70	\$ 60.30
Aislamiento térmico para tuberías de 160mm	m			150	\$ 2.74	\$ 411.00
Aislamiento térmico para tuberías de 110mm	m			50	\$ 1.60	\$ 80.00
Uniones de 3 entradas para 160 mm (Tee)	u	Plastigama		11	\$ 129.00	\$ 1,419.00
Uniones de 3 entradas para 110 mm (Tee)	u	Plastigama		7	\$ 89.00	\$ 623.00
Codos de 90º para tubería de d= 160 mm	u	Plastigama		40	\$ 99.80	\$ 3,992.00
Codos de 90º para tubería de d= 110 mm	u	Plastigama		6	\$ 90.00	\$ 540.00
Válvula de compuerta para 160 mm	u	Plastigama		5	\$ 678.30	\$ 3,391.50
Válvula de control proporcional para diámetro de 110 mm	u	Bray		5	\$ 800.00	\$ 4,000.00
<b>MONTAJE E IZADO</b>						
Mano de obra por montaje de unidades y arranque de UMAs	u			7.00	\$ 2,375.00	\$ 16,625.00
izado de chillers	u			3.00	\$ 4,500.00	\$ 13,500.00
<b>COSTO DE FLUIDOS</b>						
Agua destilada (55 galones)	u			4	\$ 75.00	\$ 300.00
					Total	\$ 339,410.30

**Tabla 4.13 Proforma para el sistema con almacenamiento térmico. [Elaboración propia]**

Con almacenamiento térmico						
DESCRIPCION	UNIDAD	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
<b>EQUIPOS DE CLIMATIZACION</b>						
Chiller de 80 toneladas de refrigeración, con compresor Britzen, toma de 220 V	u	Refricor	rack	2	\$ 69,440.00	\$ 138,880.00
UMA con ventilador de 23000 CFM y capacidad de 20 toneladas	u	Daikin	DDM1318-C2	3	\$ 14,000.00	\$ 42,000.00
UMA con ventilador de 5000 CFM y capacidad de 5 toneladas	u	Daikin		4	\$ 8,000.00	\$ 32,000.00
<b>SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO</b>						
Tanque de almacenamiento térmico de hielo	u	Evapco	ICE-760TE	1	\$ 135,000.00	\$ 135,000.00
<b>EQUIPOS DEL SISTEMA HIDRONICO</b>						
Bomba de 18.5 kW		Hydrotek	AIX80/26	4	\$ 1,230.00	\$ 4,920.00
Separador de aire (gpm max 550)		Taco	AC04	1	\$ 3,800.00	\$ 3,800.00
Tanque de expansión de 110 galones		Taco		1	\$ 3,200.00	\$ 3,200.00
<b>SISTEMA HIDRONICO DE AGUA HELADA</b>						
Tubo de PVC de 160 mm de diámetro con espesor nominal de 7.6 mm	u	Plastigama	Tubos de 6m	25	\$ 9.14	\$ 228.50
Tubo de PVC de 110 mm de diámetro con espesor nominal de 2.7 mm	u	Plastigama	Tubos de 6m	9	\$ 6.70	\$ 60.30
Aislamiento térmico para tuberías de 160mm	m			150	\$ 2.74	\$ 411.00
Aislamiento térmico para tuberías de 110mm	m			50	\$ 1.60	\$ 80.00
Uniones de 3 entradas para 160 mm (Tee)	u	Plastigama		11	\$ 129.00	\$ 1,419.00
Uniones de 3 entradas para 110 mm (Tee)	u	Plastigama		7	\$ 89.00	\$ 623.00
Codos de 90° para tubería de d= 160 mm	u	Plastigama		40	\$ 99.80	\$ 3,992.00
Codos de 90° para tubería de d= 110 mm	u	Plastigama		6	\$ 90.00	\$ 540.00
Válvula de compuerta para 160 mm	u	Plastigama		5	\$ 678.30	\$ 3,391.50
Válvula de control proporcional para diámetro de 110 mm	u	Bray		5	\$ 800.00	\$ 4,000.00
<b>MONTAJE E IZADO</b>						
Mano de obra por montaje de unidades y arranque de UMAs	u			7.00	\$ 2,375.00	\$ 16,625.00
Izado de chillers	u			2.00	\$ 4,500.00	\$ 9,000.00
<b>COSTO DE FLUIDOS</b>						
Agua destilada (55 galones)	u			163	\$ 45.00	\$ 7,335.00
					Total	\$ 407,505.30

Para determinar la rentabilidad del proyecto se ha tomado en cuenta la inversión inicial tanto del proyecto como línea base, es decir sin almacenamiento térmico, con la del sistema con almacenamiento térmico y se procedió a compararlas a través de una tabla que incluye parámetros como : el costo inicial, el costo eléctrico anual, el costo de mantenimiento (éste se asume que es el 4% del valor de la inversión inicial pagado en forma anual de manera constante a través de cada año de operación), los egresos se acumulan por cada sistema para luego ser restados y con esta diferencia se obtiene el VAN (valor actual neto), que indica el valor de la inversión actual con una tasa de retorno asumida de 7%, y también el indicador de TIR para conocer la tasa interna de retorno siendo mayor al 7% como un valor ideal.

**Tabla 4.14 Tabla de costes por año de operación. [Elaboración propia]**

	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027
<b>Sin almacenamiento térmico</b>								
Inversión inicial	\$ 339,410.30							
Costos de energía eléctrica	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42	\$ 147,037.42
Costos de mantenimiento (4% de la inversión inicial pagado de forma anual)	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41	\$ 13,576.41
Total por año	\$ 500,024.13	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83	\$ 160,613.83
<b>Total acumulado desde el 2020</b>	\$ 500,024.13	\$ 660,637.96	\$ 821,251.80	\$ 981,865.63	\$ 1,142,479.46	\$ 1,303,093.29	\$ 1,463,707.12	\$ 1,624,320.96
<b>Con almacenamiento térmico</b>								
Inversión inicial	\$ 407,505.30							
Costos de energía eléctrica	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18	\$ 121,368.18
Costos de mantenimiento (4% de la inversión inicial pagado de forma anual)	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21	\$ 16,300.21
Total por año	\$ 545,173.69	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39	\$ 137,668.39
<b>Total acumulado desde el 2020</b>	\$ 545,173.69	\$ 682,842.08	\$ 820,510.48	\$ 958,178.87	\$ 1,095,847.26	\$ 1,233,515.65	\$ 1,371,184.04	\$ 1,508,852.44
<b>Excedente comparado al total acumulado del sistema sin almacenamiento térmico</b>	\$ -45,149.56	\$ -22,204.12	\$ 741.32	\$ 23,686.76	\$ 46,632.20	\$ 69,577.64	\$ 92,523.08	\$ 115,468.52
VAN	\$ 161,518.95							
TIR	38%							
Coste de oportunidad	7.00%							

Como es de esperarse, para el primer año la inversión no se retorna contra el sistema se puede observar que la inversión se retorna en el 3er año de operación, teniendo buenos indicadores ya que el TIR es mayor que el 7% y el VAN es un valor positivo, por lo que podría esperarse un ahorro para el 5to año de \$115,468.

# Apéndice F

## Gráficas de la simulación

### Simulación de línea base.

Se aprecia el consumo de energía eléctrica total del teatro durante todo el año.

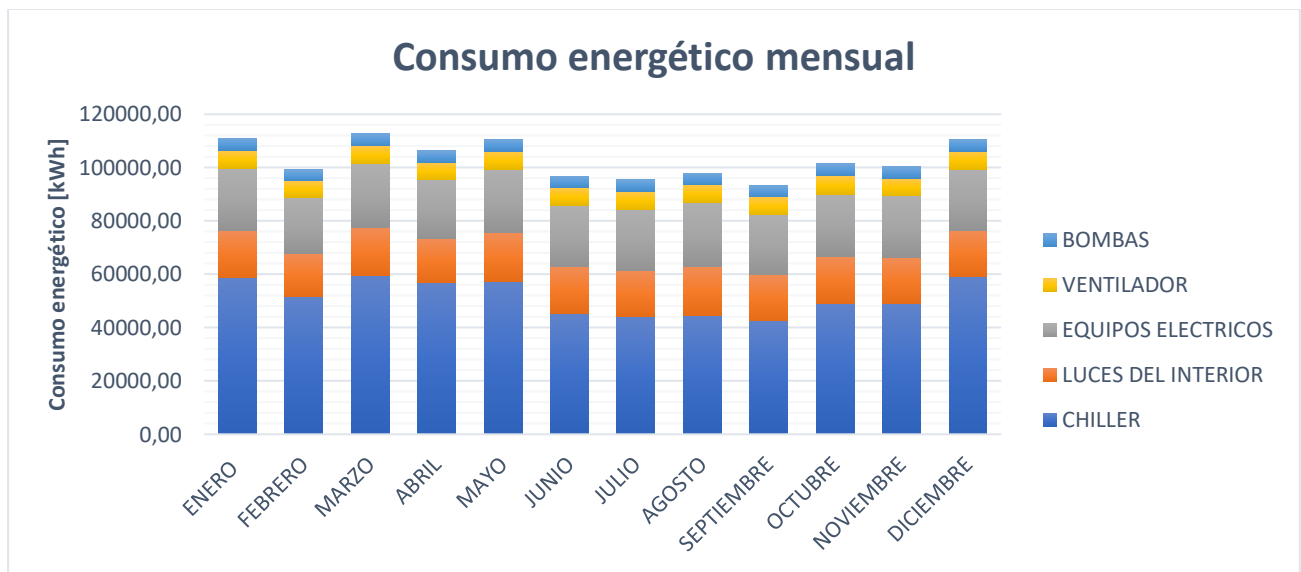


Figura 4.12 Consumo energético mensual del sistema de línea base del teatro. [Elaboración propia]

**Tabla 4.15 Consumo energético por conjunto de equipos [hWh] en sistema de línea base.**

**[Elaboración propia]**

	Chiller	Luces del interior	Equipos electricos	Ventilador	Bombas	Consumo total del teatro [kWh]
<b>Enero</b>	58745.28	17571.44	23349.64	6897.67	4409.89	110973.92
<b>Febrero</b>	51734.17	16032.81	21183.53	6230.17	3983.11	99163.79
<b>Marzo</b>	59373.33	18224.39	23803.81	6897.67	4409.89	112709.09
<b>Abril</b>	56875.56	16388.39	22112.28	6675.17	4267.64	106319.04
<b>Mayo</b>	57302.78	18224.39	23803.81	6897.67	4409.14	110637.79
<b>Junio</b>	45475.00	17493.86	22930.39	6675.17	4233.36	96807.78
<b>Julio</b>	44199.44	17118.92	22985.72	6897.67	4319.19	95520.94
<b>Agosto</b>	44729.44	18224.39	23803.81	6897.67	4325.42	97980.73
<b>Septiembre</b>	42730.83	17041.33	22566.47	6675.17	4185.19	93198.99
<b>Octubre</b>	49185.28	17571.44	23349.64	6897.67	4365.61	101369.64
<b>Noviembre</b>	48954.17	17493.86	22930.39	6675.17	4261.33	100314.92
<b>Diciembre</b>	59199.72	17118.92	22985.72	6897.67	4409.89	110611.92
<b>Total, de cada equipo [kWh]</b>	618505.00	208504.14	275805.19	81214.50	51579.67	

**Tabla 4.16 Consumo energético por conjunto de equipos [hWh] en sistema con**

**almacenamiento térmico. [Elaboración propia]**

	Chiller	Luces del interior	Equipos electricos	Ventilador	Bombas	Consumo total del teatro [kWh]
<b>Enero</b>	32877.78	17571.44	23349.64	6897.67	10618.97	91315.5
<b>Febrero</b>	29006.39	16032.81	21183.53	6230.17	9626.03	82078.93
<b>Marzo</b>	33768.61	18224.39	23803.81	6897.67	10683.08	93377.56
<b>Abril</b>	32019.72	16388.39	22112.28	6675.17	10285.86	87481.42
<b>Mayo</b>	32531.11	18224.39	23803.81	6897.67	10581.44	92038.42
<b>Junio</b>	30498.33	17493.86	22930.39	6675.17	10143.17	87740.92
<b>Julio</b>	32943.61	17118.92	22985.72	6897.67	10474.58	90420.5
<b>Agosto</b>	33247.50	18224.39	23803.81	6897.67	10479.58	92652.95
<b>Septiembre</b>	32348.61	17041.33	22566.47	6675.17	10134.69	88766.27
<b>Octubre</b>	34699.17	17571.44	23349.64	6897.67	10492.67	93010.59
<b>Noviembre</b>	33950.83	17493.86	22930.39	6675.17	10163.61	91213.86
<b>Diciembre</b>	35822.22	17118.92	22985.72	6897.67	10723	93547.53
<b>Total, de cada equipo [kWh]</b>	393713.89	208504.14	275805.19	81214.5	124406.69	

# Apéndice G

## Catálogos utilizados y cotizaciones

### ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍAS PVC (U)

Especificaciones para Tuberías con Unión por sellado elastomérico (UZ) y Unión por cemento solvente (EC) para riego.

Diámetro Nominal (mm)		Diámetro Interior	Espesor Nominal	Presión de Trabajo		
UNIÓN U/Z	UNIÓN E/C	mm	mm	MPa	PSI (lb/pulg <sup>2</sup> )	Kgf/cm <sup>2</sup>
	20	17.8	1.1	1.25	181	12.75
		16.8	1.6	2.00	290	20.40
	25	22.8	1.1	1.00	145	10.20
		21.8	1.6	1.60	232	16.32
	32	29.8	1.1	0.80	116	8.16
		28.8	1.6	1.25	181	12.75
	40	37.8	1.1	0.63	91	6.43
		36.8	1.6	1.00	145	10.20
		36.0	2.0	1.25	181	12.75
	50	47.4	1.3	0.63	91	6.43
		46.8	1.6	0.80	116	8.16
		46.0	2.0	1.00	145	10.20
		45.0	2.5	1.25	181	12.75
	63	59.8	1.6	0.63	91	6.43
		58.8	2.1	0.80	116	8.16
		58.0	2.5	1.00	145	10.20
		56.8	3.1	1.25	181	12.75
	75	72.0	1.5	0.50	73	5.10
		71.2	1.9	0.63	91	6.43
		70.2	2.4	0.80	116	8.16
		69.0	3.0	1.00	145	10.20
		67.6	3.7	1.25	181	12.75
	90	86.4	1.8	0.50	73	5.10
		85.4	2.3	0.63	91	6.43
		84.2	2.9	0.80	116	8.16
		82.8	3.6	1.00	145	10.20
		81.2	4.4	1.25	181	12.75
	110	105.6	2.2	0.50	73	5.10
		104.6	2.7	0.63	91	6.43
		103.2	3.4	0.80	116	8.16
		101.6	4.2	1.00	145	10.20
		99.6	5.2	1.25	181	12.75
	140	134.4	2.8	0.50	73	5.10
		133.2	3.4	0.63	91	6.43
		131.4	4.3	0.80	116	8.16

Figura 4.13 Catálogo de plastigama para tuberías de PVC (U) hasta 140 mm de diámetro

[Plastigama, 2019]

Diámetro Nominal (mm)		Diámetro Interior	Espesor Nominal	Presión de Trabajo		
UNIÓN U/Z	UNIÓN E/C	mm	mm	MPa	PSI (lb/pulg <sup>2</sup> )	Kgf/cm <sup>2</sup>
160		153.6	3.2	0.50	73	5.10
		152.2	3.9	0.63	91	6.43
		150.0	5.0	0.80	116	8.16
		147.6	6.2	1.00	145	10.20
		144.8	7.6	1.25	181	12.75
200		192.2	3.9	0.50	73	5.10
		190.2	4.9	0.63	91	6.43
		187.6	6.2	0.80	116	8.16
		184.6	7.7	1.00	145	10.20
		181.0	9.5	1.25	181	12.75
250		240.2	4.9	0.50	73	5.10
		237.8	6.1	0.63	91	6.43
		234.4	7.8	0.80	116	8.16
		230.8	9.6	1.00	145	10.20
		226.2	11.9	1.25	181	12.75
315		302.4	6.3	0.50	73	5.10
		299.6	7.7	0.63	91	6.43
		295.4	9.8	0.80	116	8.16
		290.8	12.1	1.00	145	10.20
		285.0	15.0	1.25	181	12.75
355		341.0	7.0	0.50	73	5.10
		337.6	8.7	0.63	91	6.43
		333.0	11.0	0.80	116	8.16
		327.6	13.7	1.00	145	10.20
		321.2	16.9	1.25	181	12.75
400		384.2	7.9	0.50	73	5.10
		380.4	9.8	0.63	91	6.43
		375.2	12.4	0.80	116	8.16
		369.2	15.4	1.00	145	10.20
		362.0	19.0	1.25	181	12.75
500		475.4	12.3	0.63	91	6.43
		469.0	15.5	0.80	116	8.16
		461.6	19.2	1.00	145	10.20
		452.4	23.8	1.25	181	12.75
630		599.0	15.5	0.63	91	6.43
		591.0	19.5	0.80	116	8.16
		581.6	24.2	1.00	145	10.20

Figura 4.14 Catálogo de tuberías de PVC desde 160 a 630 mm de diámetro. [Plastigama, 2019]



## Tuberías y accesorios de PVC y PE BD

### ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍAS PVC (U)

Cálculo de las pérdidas de carga en base a tuberías de menor presión por cada diámetro, según la fórmula de Hazen - Williams.

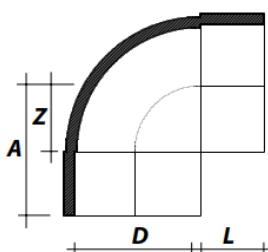
D. Nominal (mm)		90		110		140		160		200		250		315	
Caudal		Pc	V	Pc	V	Pc	V	Pc	V	Pc	V	Pc	V	Pc	V
lps	gpm														
3.0	47.6	0.32	0.51												
3.5	55.5	0.42	0.60												
4.0	63.4	0.54	0.68												
5.0	79.3	0.82	0.85	0.31	0.57										
6.0	95.1	1.15	1.02	0.43	0.69										
7.0	111.0	1.53	1.19	0.58	0.80	0.18	0.49								
8.0	126.8	1.96	1.36	0.74	0.91	0.23	0.56								
10.0	158.5	2.96	1.71	1.12	1.14	0.34	0.70								
12.0	190.2	4.15	2.05	1.56	1.37	0.48	0.85	0.25	0.65						
14.0	221.9	5.53	2.39	2.08	1.60	0.64	0.99	0.34	0.76						
16.0	253.6	7.08	2.73	2.66	1.83	0.82	1.13	0.43	0.86						
18.0	285.3			3.31	2.06	1.02	1.27	0.53	0.97	0.18	0.62				
20.0	317.0			4.03	2.28	1.24	1.41	0.65	1.08	0.22	0.69				
22.0	348.7			4.80	2.51	1.48	1.55	0.77	1.19	0.26	0.76				
24.0	380.4			5.64	2.74	1.74	1.69	0.91	1.30	0.31	0.83				
28.0	443.8					2.32	1.97	1.21	1.51	0.41	0.97	0.14	0.62		
32.0	507.2					2.97	2.26	1.55	1.73	0.52	1.10	0.18	0.71		
36.0	570.6					3.69	2.54	1.93	1.94	0.65	1.24	0.22	0.79		
40.0	634.0					4.49	2.82	2.34	2.16	0.79	1.38	0.27	0.88		
45.0	713.3							2.91	2.43	0.98	1.55	0.33	0.99	0.11	0.63
50.0	792.5							3.54	2.70	1.19	1.72	0.40	1.10	0.13	0.70
55.0	871.8							4.23	2.97	1.42	1.90	0.48	1.21	0.16	0.77
60.0	951.0							1.67	2.07	0.56	1.32	0.18	0.84		
65.0	1030.3									1.93	2.24	0.65	1.43	0.21	0.91
70.0	1109.5									2.22	2.41	0.75	1.54	0.24	0.97
75.0	1188.8									2.52	2.59	0.85	1.66	0.28	1.04
80.0	1268.0									2.84	2.76	0.96	1.77	0.31	1.11
85.0	1347.3									3.18	2.93	1.07	1.88	0.35	1.18
90.0	1426.5									1.19	1.99	0.39	1.25		
95.0	1505.8									1.32	2.10	0.43	1.32		
100.0	1585.0									1.45	2.21	0.47	1.39		
105.0	1664.3									1.59	2.32	0.52	1.46		
110.0	1743.5									1.73	2.43	0.56	1.53		
120.0	1902.0									2.03	2.65	0.66	1.67		
130.0	2060.5									2.36	2.87	0.77	1.81		
140.0	2219.0													0.88	1.95
150.0	2377.5													1.00	2.09
160.0	2536.0													1.13	2.23
170.0	2694.5													1.26	2.37
180.0	2853.0													1.40	2.51
190.0	3011.5													1.55	2.65
200.0	3170.0													1.70	2.78

Pc= Pérdida de carga en m de columna de agua por cada 100m de tubería

Figura 4.15 Pérdidas de cabezal por diámetro de tubería debido a un caudal. [Plastigama, 2019]

## Accesorios Unión por Cementado Solvente (E/C) Inyectados de PVC (1 MPa)

CODO E/C x 90°



CÓD	DIÁMETRO	A	L	Z
		(mm)	(mm)	(mm)
924985	20 mm	27	16	11
924981	25 mm	32	19	14
924903	32 mm	39	22	17
924905	40 mm	47	26	21
924952	50 mm	57	31	26
924921	63 mm	70	38	33
924914	75 mm	85	44	39
924918	90 mm	97	51	46
924979	110 mm	105	58	54
924887	125 mm	117	61	56
924889	140 mm	150	128	56
924891	160 mm	178	180	81
924894	200 mm	207	220	101
924898	225 mm	235	245	115
924899	250 mm	265	281	130

Figura 4.16 Accesorios de unión por cementado solvente. [Plastigama, 2019]

## RENDIMIENTOS EN INSTALACIONES DE TUBERÍAS DE PVC

DIÁMETRO NOMINAL	Unión por Cementado Solvente (EC)				Unión por Sellado Elastomérico (UZ)		
	Uniones por C/1000 cc.		Metros instalados por hora por cada grupo de trabajo	Número de personas del grupo de trabajo	Uniones por C/1000 cc.	Metros instalados por hora por cada grupo de trabajo	Número de personas del grupo de trabajo
	Polilimpia	Polipega			Lubricante		
20	500	800	250	1			
25	400	600	180	1			
32	350	400	120	1			
40	250	300	80	1			
50	200	220	70	1	250	75	1
63	140	150	50	1	200	60	1
75	110	110	45	2	160	55	2
90	80	80	40	2	120	50	2
110	55	60	35	2	100	40	2
125	45	40	32	2	85	38	2
140	40	35	30	2	65	37	2
160	35	30	28	2	45	35	2
200	25	20	25	2	30	30	2
225	20	18	20	2	25	28	2
250	15	12	18	2	25	25	2
315	12	9	14	3	20	20	3
355	10	7	12	3	10	18	3
400	8	5	10	3	8	15	3
500	4	3	8	4	4	12	4
630	2	1	6	4	2	6	4

19

Figura 4.17 Rendimientos promedio en instalaciones con tuberías de PVC. [Plastigama, 2019]

# PÉRDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS

Pérdidas de fricción en accesorios, convertidas a metros de longitud de tubería de PVC.

DIÁMETRO NOMINAL		20	25	32	40	50	63	75	90	110	160	200
PÉRDIDAS DE CARGA		( m )										
TEE		0.70	0.80	0.90	1.50	2.20	2.30	2.40	2.50	2.60	3.60	5.00
CODO 90°		1.10	1.20	1.50	2.00	3.20	3.40	3.70	3.90	4.30	5.40	5.50
CODO 45°		0.40	0.50	0.70	1.00	1.30	1.50	1.70	1.80	1.90	2.60	3.50
CODO 90° L/R		0.40	0.50	0.60	0.70	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60	2.10	2.60
CODO 45° L/R		0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.20	1.40
VÁLVULA CHECK		2.50	2.70	3.80	4.90	6.80	7.10	8.20	9.30	10.40	13.90	17.60
VÁLVULA DE BOLA		11.10	11.40	15.00	22.00	35.80	37.90	38.00	40.00	42.30	56.70	72.10
VÁLVULA DE COMPUERTA		0.10	0.20	0.30	0.40	0.70	0.80	0.90	0.90	1.00	1.20	1.40

Figura 4.18 Pérdidas de carga en accesorios. [Plastigama, 2019]

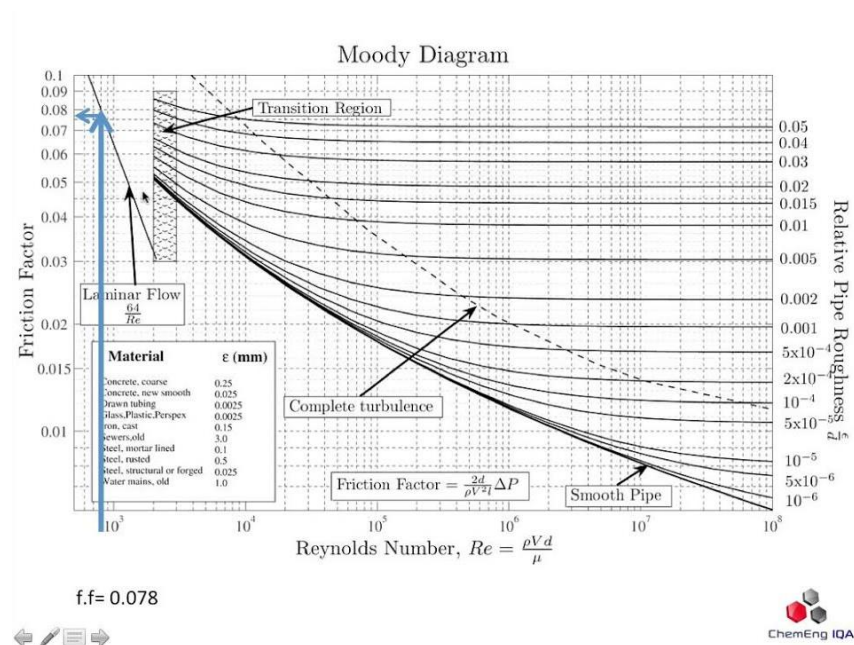


Figura 4.19 Diagrama de Moody obtenido de [Lifeder, 2019]

## DDM UNITS TECHNICAL REPORT



Shenzhen McQuay Air Conditioning Co., Ltd.  
 Pinghu Village, Pinghu Town. Shenzhen P.R.C.  
 TEL:+86-755-28456472; FAX:+86-755-28456469; Post Code 518111

PROJECT INFORMATION					
Project Name		Software Version		V8.0.20	
Customer		Date		7/5/2018	
GENERAL SPECIFICATION					
AHU No.	UMA-01				
AHU Model	DDM1318-C2		Panel Inner Sheet Thickness	mm	0.5
QTY	1		Panel Outer Sheet Thickness	mm	0.4
Unit Arrangement	Horizontal		Panel Inner Sheet Material	Al	
Insulation Thickness	mm	25	Panel Outer Sheet Material	Color Coated	
Insulation Material	PU without fluorine		Structure Design	Cold Bridge Free	
Return Air Volume	m3/h	0	Return Air ETP	Pa	0
Supply Air Volume	m3/h	39757	Supply Air ESP	Pa	350
Unit Length	mm	3132	Weather Proof	EG Proof	
Unit Width	mm	2926	Unit Weight	kg	2067.59
Unit Height	mm	2126	Unit Base	mm	50
PREFILTER SECTION					
GENERAL					
Brand	AAF		Initial Pressure Drop(Clean)	Pa	69.38
Type & Efficiency	AmWash		Final Pressure Drop(Dirty)	Pa	138.76
Filter Efficiency	G4		Design Pressure Drop(Average)	Pa	83.25
Pressure Meter	N/A		Weight	kg	89.89
Pressure Switch	N/A		Spare Filters	sets	0
Light	N/A		Access Orientation	x6	
Filter Sizes	Quantity				
16*20*2	2				
16*24*2	3				
20*20*2	6				
20*24*2	9				
COOLING COIL SECTION					
GENERAL			AIR SIDE		
Coil Model	4WQ1106B		EDB / EWB	jae	29.3/26.6
Coil Layers	2		LDB / LWB	jae	14.6/14.6
Coil Medium	Water		Face Velocity	m/s	2.34
Rows	6		Pressure Drop	Pa	126.17
Fins per Inch	11		HEADER		
Total Capacity	kW	565.36	Material	Seamless Steel Pipe	
Sensible Capacity	kW	198.37	Connection Joint	Male Pitch Threaded	
			Inlet/Outlet Connection Diameter	mm	
			Coil Header	Left	
WATER SIDE			FIN		
EWT / LWT	jae	7.00/14.25	Material	Aluminum Foil	
Flow Rate	l/s	18.56	Type	Corrugated Fin	
Velocity	m/s	1.86	Thickness	mm	0.115
Pressure Drop	kPa	58.8	Height	mm	889
TUBE			Width	mm	
				2660	

**Figura 4.20 Catalogo Daikin para unidades manejadoras de aire [Daikin, 2019]**

Cliente : Daniel Montesdeoca  
 Fecha : 20/01/2020

**COTIZACIÓN**

1 unidad Chiller 80Tr.  
 Marca : RIC  
 Modelo : rack  
 Refrigerante : 407

**Descripción:**

- Condensador enfriado por agua. (Marca: Ric/Ecuador)
- 2 compresores semihermético modelo: 6GE-40 (220/440v). Marca: Bitzer/Alemania.
- Recibidor de líquido. Marca: Ric/Ecuador.
- Acumulador de succión. Marca: Ric/Ecuador.
- Eliminador de vibración. Marca: Henry Technologies/Usa.
- Presostatos de alta-baja y aceite. Marca: Ramco/México.
- Control de flujo.
- Termómetro.
- Porta filtros
- Solenoides. Marca: Sporlan/Usa.
- Visor de líquido. Marca: Sporlan/Usa.
- Separador de aceite. Marca: Henry Technologies/Usa.
- Reservorio de aceite. Marca: Henry Technologies/Usa.
- Control de nivel de aceite. Marca: Henry Technologies/Usa.
- Caja eléctrica. Materiales Siemens

1 evaporador tipo casco y tubo.

**Descripción:**

- Casco de acero inoxidable aislado con poliuretano.

- Tubos de cobre de 1/2" de diámetro (0.90mm de espesor).
- trampas internas para circulación de agua con material PVC.
- Tomas de agua 4".
- Válvula de expansión. Marca: Sporlan/Usa.

Subtotal : \$ 62.000,00  
 Iva 12% : \$ 7.440,00  
**Total : \$ 69.440,00**

**Forma de pago : 60% anticipo, saldo contra entrega.**  
**Tiempo de entrega : 6-8 semanas.**  
**No incluye : servicio de transportación, ni ubicación del equipo, ni instalación del mismo.**  
**Oferta válida por 5 días.**

**Garantía:** Todos Nuestros Productos Incluyen 1 Año De Garantía Contado A Partir De La Recepción A Conformidad Por Parte Del Cliente. Se Considerará Efectiva La Garantía Cuando Se Presentare Daños Provenientes Por Fallas De Fabricación Y No Se Considerará La Misma Por Daños Provocados Por Malas Prácticas De Instalación, Manejo Incorrecto De Los Equipos, Por Deficiencias Eléctricas O Por Falta De Mantenimiento Preventivo.

Atentamente,

Guillermo Cornejo H.

Gerente General

Mail: [jhonny.cornejo@refricor.com](mailto:jhonny.cornejo@refricor.com)

**Figura 4.21 Cotización de chiller con Refricor [Refricor, 2020]**

**Submittal Data Information  
 In-Line Air Separators**

Submittal Data #401-107 Effective: 03/01/13  
 [Refer to all other submittals listed at bottom]  
 Supersedes: New

Pipe Size Inch	Model Number		A Dia. Inch	B Max. Inch	C Inch	D Inch	E Inch	F Inch	G Dia. Base Ring	H Inch	Max. Flow GPM	Strainer Free Area Inch <sup>2</sup>	C <sub>v</sub> Factor Less Strainer	Approx. Wt (LBS.) With Strainer	C <sub>v</sub> Factor With Strainer	Approx. Wt (LBS.)
	Less Strainer	With Strainer														
2	AC02	AC02F	12	22-1/8	13	7-9/16	7	14	-	-	80	31	86	40	72	45
2-1/2	AC025	AC025F	12	22-1/8	13	7-9/16	7	14	-	-	130	38	122	40	102	45
3	AC03	AC03F	14	27-1/4	22	8	11-1/4	24	12	6-1/2	190	51	190	90	162	110
4	AC04	AC04F	16	31-3/8	24	9-5/16	12-3/4	26	12	7	330	80	325	115	272	145
5	AC05	AC05F	16	32-1/2	24	9-3/8	13-3/4	26	12	7	550	112	510	130	422	165
6	AC06	AC06F	20	36-7/8	27	11-1/16	14-3/4	30	16	6-3/4	900	180	750	170	618	215
8	AC08	AC08F	20	45-1/2	27	14-1/16	17-3/8	30	16	6-3/4	1500	246	1260	270	1060	345
10	AC10	AC10F	24	47-3/4	32	14-15/16	17-7/8	36	20	6-3/4	2600	392	2000	350	1670	465
12	AC12	AC12F	30	59-3/4	37	17-5/8	24-1/2	42	24	7-3/4	3400	548	2900	600	2400	775
14	AC14	AC14F	36	68-1/2	44	20-3/4	27	48	30	7-3/4	4700	732	3500	805	2850	1035
16	AC16	AC16F	36	75-1/2	43	22-1/4	31	48	30	7-3/4	6000	845	4600	875	3800	1150
18	AC18	AC18F	48	84-1/4	56	24-5/8	35	64	40	7-3/4	8000	1290	5900	1550	4900	1900
20	AC20	AC20F	48	91	56	26	39	64	40	8 5/8	10000	1435	7400	1700	6200	2150

Larger units up to 36" (914 mm) are available. Please Contact the Factory.

**SPECIFICATIONS**

- Designed and constructed per ASME Code Section VIII, Division 1.
- Standard Design Pressure and Temperature
- Construction: Carbon Steel with exterior red oxide primer finish w/ optional 304SS Strainer
- Registered with the National Board of Pressure Vessel Manufacturers
- U-TA Data Report

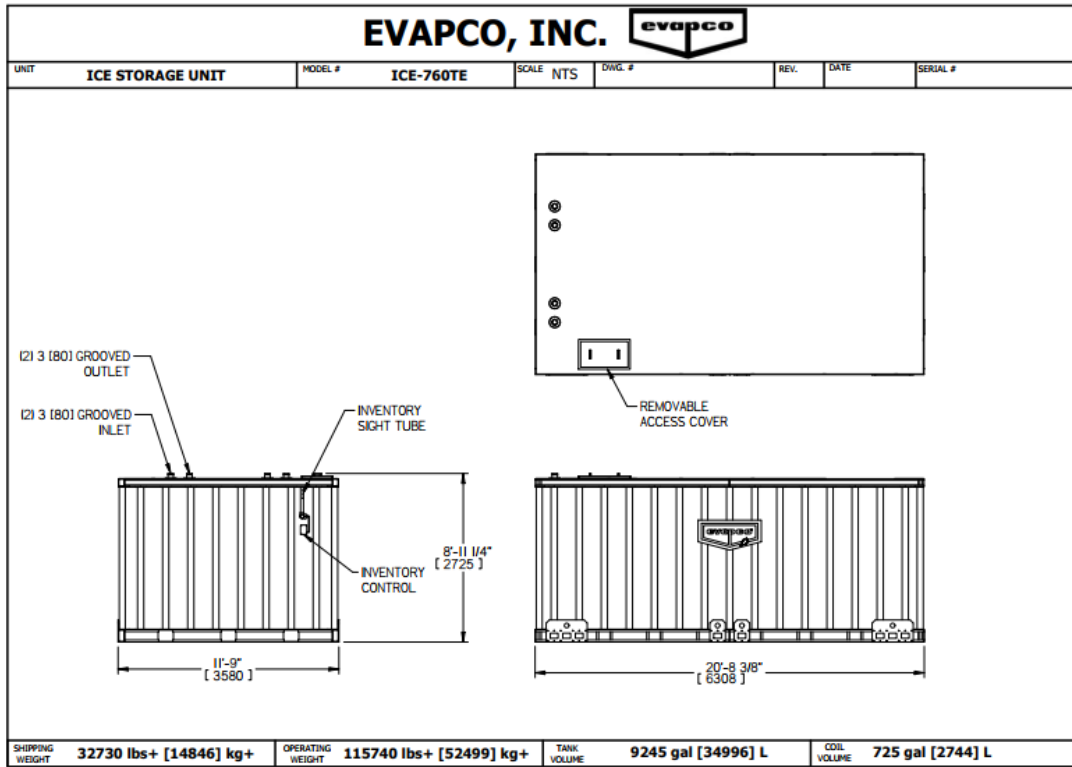
**OPTIONS (Consult Factory)**

- Higher design pressures and temperatures
- Optional System Connection sizes available
- Larger sizes available up to 36" diameter
- Grooved Connections

**Figura 4.22 Catalogo TACO para separadores de aire – Se selecciona el AC04 [TACO, 2019]**

1760RPM	HYDROTEK AIX 1760RPM (60HZ/4P)						Impulsor (mm)
	Q(m <sup>3</sup> /h)	H(m)	n(rpm)	(η)	NPSHr(m)	P(KW)	
AIX50/26	39.2	35	1760	63%	2.1	7.5	Φ264
	47	33		60%	2.7		
AIX50/32	32.5	53	1760	52%	3.2	18.5	Φ329
	54	50		60%	5		
	65	47		58%	6.2		
AIX65/13	36.2	9.5	1760	66%	0.9	2.2	Φ139
	60	7.8		73%	1.7		
	72.4	6.5		66%	2.2		
AIX65/16	39	14.5	1760	71%	1.3	4	φ174
	65	12.5		79%	1.55		
	78.2	10.7		74%	2		
AIX65/20	40	24	1760	70%	1.7	7.5	Φ214
	66.4	21.8		76%	2.4		
	79.6	20.4		76%	2.7		
AIX65/26	43.4	36	1760	61%	1.4	15	Φ264
	72.4	34		69%	2.2		
	86.9	32		69%	3.5		
AIX65/32	48.9	53.5	1760	54%	1.1	22	Φ329
	81.5	47.5		60%	2		
	97.8	41.8		55%	4		
AIX80/16	60.3	14.2	1760	64%	2	7.5	φ174
	97.7	12.5		76%	2.9		
	117.7	11.3		75%	3.6		
AIX80/20	69.4	21.6	1760	66%	2.2	11	Φ214
	114.7	20		77%	2.9		
	135.8	18.2		65%	4		
AIX80/26	69.4	35	1760	64%	1.7	18.5	Φ264
	114.7	32		73%	2.4		
	135.8	29.5		71%	3.2		
AIX80/32	76	52.5	1760	62%	1.5	30	Φ329
	126.7	47.3		72%	2.2		
	152	43		68%	3		
AIX80/40	72.4	87.4	1760	54%	2	55	Φ409
	120.7	81.6		64%	2.7		
	144.8	74.3		64%	3.2		
AIX100/20	108.6	22	1760	66%	1.7	15	Φ214
	178	18.5		76%	2.4		
	205	15		63%	3.2		

Figura 4.23 Catálogo de bombas Dinatek. [Dintatek, 2020]



**Figura 4.24 Planos de EVAPCO para la unidad de almacenamiento de hielo con su respectivo serpentín [Evapco, 2020]**



**EVAPCO Ice Thermal Storage Selection Summary**  
*Internal Melt*

Date: January 20, 2020

To: ESPOL

Project: HVAC project - Ecuador

Attn: Daniel Montesdeoca

From: R. Mullen

Hour	Base Chiller		Ice System Load	Glycol Chiller Load	Demand Limit	Storage Charge Rate	Storage Discharge Rate	Mode	Ambient Heat Gain	Net Storage Inventory	Secondary Loop (Load)			Primary Loop (Ice Coil)			
	Tons	Tons									Supply Temp °C	Return Temp °C	Flow Rate m³/hr	Inlet Temp °C	Outlet Temp °C	Flow Rate m³/hr	Pressure Drop kPa
0	-	-	-	78	100%	78	-	B	-	316	-	-	-	-4.3	-0.7	71	61
1	-	-	-	77	100%	77	-	B	-	393	-	-	-	-4.6	-1.1	71	61
2	-	-	-	76	100%	76	-	B	-	470	-	-	-	-4.8	-1.3	71	61
3	-	-	-	76	100%	76	-	B	-	545	-	-	-	-5.0	-1.6	71	61
4	-	-	-	75	100%	75	-	B	-	620	-	-	-	-5.2	-1.8	71	61
5	-	-	-	75	100%	75	-	B	-	695	-	-	-	-5.4	-1.9	71	61
6	-	-	-	65	100%	65	-	B	-	760	-	-	-	-5.5	-2.1	71	61
7	-	-	-	-	100%	-	-	O	-	760	-	-	-	-	-	-	-
8	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	684	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
9	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	608	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
10	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	532	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
11	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	456	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
12	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	380	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
13	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	304	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
14	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	228	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
15	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	152	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
16	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	76	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
17	76	-	76	-	100%	-	76	M	-	0	3.5	7.0	71	7.0	3.5	71	61
18	-	-	-	-	100%	-	-	O	-	0	-	-	-	-	-	-	-
19	-	-	-	-	100%	-	-	O	-	0	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	100%	-	-	O	-	0	-	-	-	-	-	-	-
21	-	-	-	80	100%	80	-	B	-	80	-	-	-	-3.7	0.0	71	61
22	-	-	-	80	100%	80	-	B	-	160	-	-	-	-3.7	0.0	71	61
23	-	-	-	79	100%	79	-	B	-	239	-	-	-	-4.0	-0.3	71	61

Glycol Chiller Performance	
°C	Tons
-5.56	74
6.67	112
Brine Solution: Ethylene Glycol 25 %	

EVAPCO Ice Coils	
Qty	Model
1	ICE-760TE

Modes of Operation			
B	Build Ice	BC	Build and Cool
MC	Ice with Chiller	M	Ice Only
C	Chiller Only	O	Standby

**Figura 4.25 Datasheet de la EVAPCO ice thermal storage, con pérdidas de cabezal. [Evapco, 2017]**