

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire usando  
almacenamiento de hielo para un edificio de oficinas”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo a la obtención del Título de:

**Ingeniera Mecánica**

Presentado por:

Rocío del Cisne Alvarado Ramírez

Luz Bernarda Alulima Vivanco

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2020

## DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a Dios que me ha dado la fortaleza de seguir adelante, a mis padres Wilman y Mirian que se han sacrificado por mi dándome todo lo que eh necesitado y mucho más, a mis hermanos, a toda mi familia y amigos.

En especial a mi gran amor Jose que me ayuda a ser mejor persona cada día, a mi gran amigo Xavier que siempre creyó en mí, a mi tía Nancy y Maribel por su ayuda incondicional siempre y a mi hijo Nandito que le da felicidad a mi vida.

**Luz Bernarda Alulima Vivanco**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos al Ing. Jorge Duque, Director de Tesis, por su apoyo y dedicación durante el desarrollo de esta tesis. Al PhD. Ángel Ramírez por su guía y al Ing. Gonzalo Zabala por su tiempo y observaciones durante el proyecto.

Y a nuestros amigos quienes nos brindaron su apoyo y conocimientos para la realización de este documento.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, me(nos) corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Rocío del Cisne Alvarado Ramírez* y *Luz Bernarda Alulima Vivanco* 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”



---

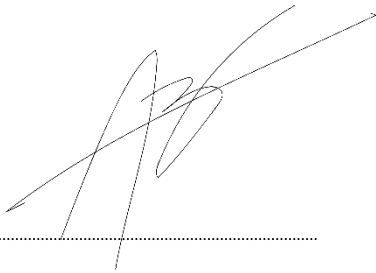
*Rocío del Cisne  
Alvarado Ramírez*



---

*Luz Bernarda Alulima  
Vivanco*

## EVALUADORES



---

**PhD. Ángel Ramírez**  
PROFESOR DE LA MATERIA



---

**MsC. Jorge Duque**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Este proyecto tiene como objetivo fundamental el diseño de un sistema de climatización tipo chiller de agua fría condensado por aire con almacenamiento de hielo para un edificio de oficinas que actualmente utiliza tecnología VRF, para el acondicionamiento del aire, esto para un número de personas definido y horarios constantes durante 1 año de funcionamiento.

Para el proyecto se recopiló información del edificio, como planos, materiales de construcción, así como la envolvente del edificio, con el fin de calcular la carga térmica con el método CLTD/CLF. Luego se simularon los siguientes sistemas: sistema de planta tipo chiller de agua fría, con almacenamiento a carga parcial, con almacenamiento a carga total y el sistema de caudal de refrigerante variable (VRF), para determinar su consumo energético.

Los resultados obtenidos indicaron que el costo por consumo de electricidad para los sistemas con tecnología tipo chiller con tanque de hielo son menores que la línea base sin tanque de hielo, sin embargo, su consumo eléctrico es mayor que el sistema con tecnología VRF. Respecto al costo de inversión el sistema más costoso es el VRF mientras que el más económico es el sistema con tecnología chiller en carga parcial.

Se puede concluir que el sistema tipo chiller con tanque de hielo es comparable al sistema VRF, en término de costos de consumo eléctrico, si existe un cambio tarifa eléctrica considerable durante el día.

**Palabras Claves:** Chiller enfriado por aire, almacenamiento de hielo, Sistema VRF, método CLTD/CLE.

## ABSTRACT

*The main objective of this project is the design of an air-cooled chiller-type system with ice storage used to climatized an office building and compare the energy consumption of the system (in partial and total charge) mentioned before and the actual system installed in the offices. The building currently uses VRF technology for air conditioning. All comparison in based in supposition of number of people, lights, and electrical equipment with a constant schedule during 1 year of operation.*

*For the project, the necessary information about the building, such as plans, attributes, as well as the building envelope, was collected to calculate the thermal load with the CLTD / CLF method and simulation. The following systems were simulated: air cooled chiller plant system, with partial load storage, with full load storage and the variable refrigerant flow (VRF) system. Then its energy consumption was estimated.*

*The results obtained indicated that the cost of electricity consumption for the systems with chiller-type technology with an ice tank are lower than that of the baseline without a tank, however, their electricity consumption is higher than that of systems with VRF technology. Regarding the investment cost, the most expensive system is the VRF while the most economical is the air-cooled chiller type system with partial charge.*

*It can be concluded that the chiller system with ice tank is comparable to the VRF system, in terms of electricity consumption costs, if there is a significant electricity tariff change during the day.*

**Keyword:** *Air cooled chiller, Ice storage, VRF system, CLTD/CLF method.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	X
CAPÍTULO 1 .....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Definición del problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto .....	2
1.3 Objetivos .....	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Marco teórico .....	4
1.4.1 Sistema VRF (Flujo de Refrigerante Variable). .....	6
1.4.2 Sistemas centrales de climatización para producción de agua helada .....	8
1.4.3 Reservorio de energía térmica: almacenamiento de hielo.....	9
1.5 Tarifa de consumo eléctrico de CNEL .....	11
CAPÍTULO 2 .....	12
2. METODOLOGÍA.....	12
2.1 Características de Edificación .....	13
2.2 Modelo energético de edificio .....	16
2.2.1 Etapas de la simulación .....	17



2.2.2	Cálculo de carga Térmica .....	19
2.2.3	Definición de Horarios de Operación.....	19
2.2.4	Requerimientos del aire exterior e interior.....	20
2.3	Definición de espacios y zonas térmicas .....	21
2.3.1	Cargas térmicas Internas .....	21
2.3.2	Cargas térmicas Externas.....	23
2.4	Dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico .....	25
2.4.1	Dimensionamiento del enfriador.....	25
2.4.2	Dimensionamiento del tanque de hielo .....	25
2.5	Dimensionamiento de bombas primarias y secundarias.....	26
2.6	Sistema de distribución de aire.....	28
2.7	Alternativas de selección del tanque de almacenamiento de hielo .....	29
2.7.1	Modelo: Energy Storage System.....	29
2.7.2	Modelo: IceBank Energy Store .....	29
2.7.3	Modelo: Ice Pak Ice Storage Unit.....	30
2.8	Criterios de selección .....	31
CAPÍTULO 3 .....		33
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	33
3.1	Definición de los espacios y zonas térmicas.....	33
3.2	Estimación de la Carga de Enfriamiento del edificio. ....	37
3.2.1	Horarios de funcionamiento del edificio, Atributos.....	37
3.2.2	Estimación del consumo de energía eléctrica actual del edificio .....	42
3.3	Diseño de selección para sistema sin tanque de hielo. ....	43
3.3.1	Selección preliminar del chiller.....	45
3.3.2	Estimación de consumo eléctrico de los equipos de climatización. ....	46
3.4	Diseño de selección para el sistema con tanque de hielo.....	47
3.4.1	Carga parcial .....	51

3.4.2 Carga Total .....	55
3.5 Sistema VRF .....	60
3.6 Estimación del consumo de energía eléctrica por climatización. ....	62
CAPÍTULO 4 .....	66
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	66
4.1 Conclusiones.....	66
4.2 Recomendaciones.....	67

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
CTES	Cool Thermal Energy Storage
CLTD	Cooling Load Temperature Difference
CLF	Cooling Load Factor
AC	Aire Acondicionado
RTU	Roof top unit
HVAC	Heating, ventilation, and air conditioning
VRF	Variable Refrigerant Flows
SK	Sketch Up
OPS	Open Studio
PB	Planta Baja
PA	Planta Alta
RH	Relative humidity
DB	Dry bulb
WB	Wet bulb

## SIMBOLOGÍA

m	metro
W	Watts
Btu	British thermal unit
h	hora
°C	Celsius
CFM	Cubic Feet per Minute
RPH	Revoluciones por hora
°F	Fahrenheit
Psi	Libra por pulgada cuadrada

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Curva típica de Entalpia-Presión para el sistema VRF. (ASHRAE, 2016).....	8
Figura 1.2 Formación y derretimiento interno del hielo. (ASHRAE, 2016) .....	10
Figura 1.3 Formación y derretimiento externo del hielo. (ASHRAE, 2016) .....	10
Figura 2.1 Esquema de ejecución del proyecto. ....	13
Figura 2.2 Edificio STEM de la ESPOL. [Ciudad del Valle (2019)] .....	14
Figura 2.3 STEM vista Satélite de Google Maps. [Google Maps (2019)] .....	14
Figura 2.4 Curva de temperatura de Guayaquil del año 2019. ....	15
Figura 2.5 Curva de horas promedio de sol anual de la ciudad de Guayaquil. ....	15
Figura 2.6 Grafico de la Humedad relativa (%) de la ciudad de Guayaquil. ....	16
Figura 2.7 Energy Storage System.....	29
Figura 2.8 IceBank Energy Store.....	30
Figura 2.9 Ice Pak Ice Storage Unit.....	31
Figura 3.1 Modelaje del edificio STEM en Sketch Up. ....	34
Figura 3.2 Tipos de espacios en Planta Baja. ....	35
Figura 3.3 Tipos de espacios en Planta Alta. ....	35
Figura 3.4 Tipos de espacios en Conferencia.....	35
Figura 3.5 Zonas térmicas en Planta Baja.....	36
Figura 3.6 Zonas térmicas en Planta Alta.....	36
Figura 3.7 Zonas térmicas en Conferencia.....	37
Figura 3.8 Carta psicrométrica. ....	38
Figura 3.9 Curva de enfriamiento estimada para día de diseño.....	41
Figura 3.10 Estimación de la carga de enfriamiento con método CLTD/CLF.....	42
Figura 3.11 Consumo energético por uso final estimado del STEM. ....	43
Figura 3.12 Sistema de planta tipo chiller condensado por aire.....	44
Figura 3.13 Sistema de planta tipo chiller condensado por aire.....	45
Figura 3.14 Sistema de planta central tipo chiller condensado por aire. ....	46
Figura 3.15 : Perfil de carga eléctrica estimada del edificio. ....	47
Figura 3.16 Sistema de planta central con tanque de hielo. ....	48
Figura 3.17 Sistema de planta con tanque de almacenamiento térmico. ....	49
Figura 3.18 Temperatura de salida del Enfriador en modo parcial.....	50

Figura 3.19 Temperatura de salida del Enfriador en modo. ....	50
Figura 3.20 Temperatura de salida del tanque de hielo modo parcial y total. ....	50
Figura 3.21 Sistema tipo chiller (carga parcial). ....	52
Figura 3.22 Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (Carga parcial). ....	53
Figura 3.23 Datos de la simulación de las contribuciones de carga. ....	55
Figura 3.24 Sistema tipo chiller (carga total): Selección preliminar del enfriador. ....	56
Figura 3.25 Sistema tipo chiller (Carga total): Datos de la simulación. ....	59
Figura 3.26 Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (Carga total). ....	60
Figura 3.27 Caracterización del sistema VRF. ....	61
Figura 3.28 Sistema VRF: Perfil de carga eléctrica estimada. ....	61
Figura 3.29 Consumo Eléctrico Anual de los equipos de climatización. ....	63
Figura 3.30 Costo estimado del consumo eléctrico de equipos de climatización. ....	64
Figura 3.31 Comparación de costo anual para el sistema de climatización. ....	64

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Cargos tarifarios de la ciudad de Guayaquil [ARCONEL,2020] .....	11
Tabla 2.1 Horario de personas, luces y equipos en edificio STEM. ....	20
Tabla 2.2 Parámetros de diseño en edificio STEM.....	20
Tabla 2.3 Ubicación de las manejadoras de aire con su respectiva zona térmica. ....	21
Tabla 2.4 Requerimientos de aire exterior.....	22
Tabla 2.5 Matriz de selección.....	32
Tabla 3.1 Distribución por área del edificio STEM. ....	34
Tabla 3.2 Número de personas por zona térmica.....	37
Tabla 3.3 Iluminación edificio STEM - Proyecto de Sostenibilidad 2019, ESPOL.....	38
Tabla 3.4 Densidad lumínica por zona térmica.....	38
Tabla 3.5 Potencia de consumo de equipos eléctricos por área del piso del espacio...	39
Tabla 3.6 Carga Térmica del Edición de Oficinas por el método CLTD/CLF. ....	40
Tabla 3.7 Contribuciones de carga de almacenamiento de hielo.....	54
Tabla 3.8 Sistema central tipo chiller con tanque de hielo (carga total). ....	58
Tabla 3.9 Consumo eléctrico estimado de equipos de climatización. ....	63
Tabla 3.10 Característica de funcionamiento del chiller.....	65

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del problema

Dado el sistema de climatización actual del caso de estudio, el cual es sistema de flujo de refrigerante variable (VRF), se buscó estimar beneficios potenciales relacionados a costos de inversión y aprovechamiento del cambio de tarifa eléctrica, que se podría obtener con un sistema con tecnología tipo chiller con un almacenamiento térmico a base de hielo. El sistema actual presenta costos de inversión relativamente más costosos y se requiere una mano de obra con mayor especialización. Sin embargo, el coeficiente de rendimiento es mayor.

La mayor parte del consumo eléctrico de las viviendas y el sector comercial se destina a sistemas de climatización; estos sistemas representan entre el 16% y 50% del consumo de electricidad en muchas regiones del mundo, especialmente, en los países cálidos y húmedos cercanos al límite ecuatorial, en los que el consumo de electricidad podría ser mayor. (Salvador & Grieu, 2012)

Según un informe “The Future of cooling” de la AIE (Agencia Internacional de Energía), lo que respecta a edificio, el stock global de los equipos destinados a climatización se triplicará para el año 2050.

El aumento del consumo de energía eléctrica que serán destinados a estos equipos conllevará costos de operación considerable y repercusiones ambientales. La eficiencia de estos sistemas de climatización influye en el crecimiento de la demanda de electricidad.

El uso de sistemas de enfriamiento del aire en infraestructuras de mediano y gran tamaño aumenta considerablemente la demanda de energía eléctrica, sin embargo, no es común que se implementen métodos de gestión de carga de enfriamiento prácticos y rentables. (Brian Silvetti, 2002)



Puesto que toda la demanda de climatización del edificio se suple con energía eléctrica, este proyecto pretende aprovechar las ventajas tecnológicas, económicas y medioambientales que brinda el uso de un sistema de almacenamiento térmico a base de hielo, acoplado al sistema de chiller condensado por aire para una infraestructura de mediano y alto requerimiento de enfriamiento.

Para lograrlo es necesario un correcto dimensionamiento del *Cool Thermal Energy Store* (CTES) y sus elementos auxiliares, tanto mecánicos como eléctricos. Cabe señalar que este proyecto se enfocó en la parte mecánica.

## **1.2 Justificación del proyecto**

El consumo de energía a nivel mundial está aumentando, principalmente debido al crecimiento exponencial de la población mundial. Otros de los factores que inciden en este aumento, se relaciona con el incremento en el uso de los equipos de climatización en el contexto del calentamiento global. Este proyecto busca incentivar el uso de almacenamiento de energía térmica, que permitan reducir y trasladar el consumo eléctrico por climatización, sin afectar la eficiencia del sistema en sus horarios de funcionamiento.

Por otro lado, en la actualidad uno de los desafíos para la mayor parte de los sectores económicos es el de optimizar recursos con el fin obtener beneficios, sin dejar de competir eficazmente. El almacenamiento de hielo constituye un ahorro considerable en los costos destinados para la climatización; lo que permitiría alcanzar este objetivo de optimizar recursos.

Para un edificio de oficinas, se estudió el consumo de energía eléctrica de su sistema de climatización. Es recomendable que al instalar un sistema de climatización se tome en cuenta su eficiencia, durabilidad, mantenimiento e instalación; y para esto es necesario la obtención de la curva de carga de enfriamiento de la instalación.

Existen sectores que se pueden beneficiar del ahorro que estos sistemas pueden generar en sus actividades como, por ejemplo, el sector educativo.

El sistema de climatización del edificio de postgrado STEM, ubicado en la Escuela Politécnica del Litoral (ESPOL), actualmente funciona con el sistema de climatización VRF (Flujo de Refrigerante Variable), en este proyecto se reemplazará el sistema mencionado anteriormente por la tecnología tipo enfriador condensado por aire con agua fría como fluido de transferencia de calor, que se combinará con un equipo auxiliar de enfriamiento que almacena energía térmica fría (hielo). El sistema consiste en fabricar hielo durante las horas de baja tarifa de consumo eléctrico, y en las horas de alta demanda, el hielo se encarga parcial o totalmente (según el caso) de la carga de enfriamiento del caso de estudio.

Los beneficios de un almacenador de hielo son la redistribución de la energía eléctrica a otras franjas tarifarias, esto permite la reducción de los picos y ajusta al sistema a la curva de enfriamiento real del edificio, permitiendo una reducción en el consumo eléctrico, en ambos casos se puede reducir los gastos estimados a climatización y posee un buen valor del retorno de la inversión.

Para este tipo de sistema, el hielo dentro del tanque no enfría el aire del edificio directamente, sino que lo hace a través de un líquido de transferencia de calor (solución de agua y 25% de etilenglicol).

Existen diversos estudios que demuestran la validez de estos sistemas en diferentes contextos de aplicación. The Electric Power Research Institute (El Instituto de Investigación de Energía Eléctrica) en el estudio "Cold Air Distribution with ice Storage" (Julio, 1991), concluyó que los costos de operación de los sistemas de climatización podrían reducir los costos de operación un 20% a 60%, cuando se implementa un reservorio de energía térmica (hielo).

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema de climatización con tecnología tipo chiller de agua fría condensado por aire, con y sin almacenamiento de hielo para un edificio de oficinas.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Calcular la carga térmica del edificio utilizando el método CLTD/CLF (Método de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento / Factor de carga de enfriamiento).
- Simular el consumo energético del sistema de flujo de refrigerante variable (VRF), el cual es el sistema actual del edificio seleccionado.
- Simular y dimensionar el funcionamiento de los sistemas de climatización con chiller condensado por aire sin tanque de hielo, y con tanque de hielo en carga parcial y carga total, para un edificio de oficinas, utilizando herramientas computacionales (Open Studio).
- Dimensionar las bombas por medio del análisis de sistema hidráulico con pérdidas primarias y secundarias.
- Evaluar la eficiencia energética de los sistemas: tecnología VRF, tecnología tipo chiller condensado por aire, con reservorio de hielo a carga parcial y total a partir de su rendimiento eléctrico anual, con el fin de analizar la viabilidad económica de los sistemas propuestos para evaluar su conveniencia.

## **1.4 Marco teórico**

El desarrollo gradual de la tecnología de almacenamiento de energía térmica fría (CTES) en la última década ha permitido un amplio despliegue en muchos países, y en la actualidad, se considera uno de los mejores enfoques de ahorro de energía para los sistemas de AC.

Los primeros indicios de esta tecnología se dieron alrededor de 1930, para el cuidado de la cadena de frío de leche de vaca, inclusive en la actualidad, los

almacenamientos de hielo son usados en la industria alimenticia; el volumen de los equipos se mantiene dimensionalmente más pequeños y el hielo puede durar almacenado hasta 12 horas.

Los parámetros de diseño y problema en la implementación fueron cubiertos por Charles E. Dorgan y James S. Elleson en el año 1993.

La energía almacenada de fuentes convencionales se utiliza para períodos de alta demanda de energía, transfiriéndose hacia equipos convencionales de acondicionamiento de aire y/o sistema de refrigeración. (EVAPCO, 2020)

En general, el consumo de electricidad se divide en dos períodos de funcionamiento: diurno (on-peak) y nocturno denominado fuera de pico (off-peak) cuando la electricidad es más barata (y a menudo la temperatura ambiente es menor). CTES es una tecnología mediante la cual la energía se almacena en un depósito térmico durante períodos fuera de pico para su posterior uso. (ASHRAE, 2012)

El estudio de los sistemas de almacenamiento térmico se puede dividir en dos: según el tipo de medio del almacenador térmico y según la manera en la que el medio es usado. (ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE, 2016, pág. 846)

Según el tipo de medio se tiene el almacenamiento térmico sensible (p. ej., agua, fluidos, rocas, tierra, varias porciones de la edificación) y el almacenamiento térmico latente (p. ej., mezclas agua/hielo, hidratos de sal, polímeros, dióxido de carbón). En el primer tipo, la energía se almacena cambiando la temperatura del medio de almacenamiento de energía (sin cambio de fase). En el segundo tipo, la energía se almacena cambiando la fase del medio de almacenamiento de energía a temperatura constante. Dado un mismo volumen, los sistemas de almacenamiento de calor latente pueden almacenar más energía que los sistemas de almacenamiento de calor sensibles, eso permite que los componentes del sistema sean más compactos. (Sanaye, Fardad, & Mostakhdemi, 2011)

Las características que debe tener el medio de almacenamiento para aumentar su eficiencia son: alta densidad, propiedades físicas documentadas, alta capacidad de transferencia de calor, que las propiedades se mantengan

sin cambio durante varios ciclos térmicos, para sistemas de almacenamiento de calor sensible es necesario calores específicos altos y para un almacenamiento de calor latente se recomienda que el calor latente de fusión sea alto.

El medio más usado es el hielo porque cumple con varias de las cualidades de selección detalladas más adelante.

El almacenamiento térmico latente de hielo aprovecha la entalpia de fusión del agua  $L_f = 334.944 \frac{kJ}{kg}$  a presión atmosférica y 0 °C; suponiendo una diferencia de temperatura razonable de 15 K entre el suministro de agua y la temperatura de retorno de un sistema de almacenamiento de agua líquida, así como para un sistema de almacenamiento de hielo, es notable que el almacenamiento de hielo necesita considerablemente menos volumen de almacenamiento para almacenar la misma cantidad de energía. (Behschnitt, 1996)

La temperatura del fluido de transferencia de calor que entra al reservorio debe ser menor que la temperatura de congelación; mientras que, para la temperatura de salida del fluido desde el almacenamiento, el derretimiento debe ser mayor a la temperatura de congelación.

El CTES no solamente es una tecnología de ahorro de energía; también es una tecnología de ahorro de costos. La economía es más atractiva cuando el CTES se incluye en el sistema de refrigeración existente o como reemplazo de equipos de refrigeración más antiguos. El ahorro de energía también puede lograrse porque el CTES puede utilizar enfriadores más eficientes desde el punto de vista energético. (Chvala, 2001)

#### **1.4.1 Sistema VRF (Flujo de Refrigerante Variable).**

El sistema VRF transporta calor entre una unidad de condensación en el exterior y un conjunto de unidades interiores conectadas por medio de una red de tuberías, que pasa a través de la edificación. De manera general, enfría y

calienta el ambiente desde una unidad exterior, por lo que se lo considera una de las alternativas más eficiente de los sistemas de HVAC comunes. La eficiencia puede mejorar dentro de un rango del 40% al 50% en comparación con las unidades RTU (Rob top unit) estándar (ASHRAE 90.1). (Dongsu, J., Heejin, & Piljae, 2017)

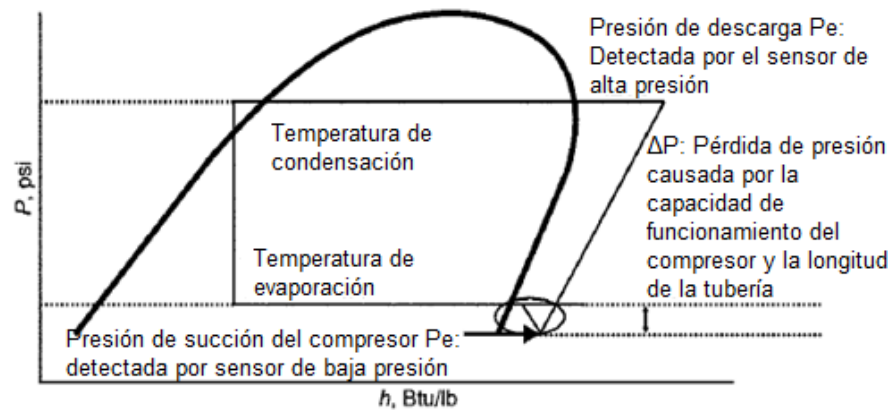
El sistema VRF tiene una curva típica Presión-Entalpía que se muestra en la figura 1.1 donde se muestra que, para la operación de enfriamiento, el compresor se controla a través de la supervisión de la temperatura de evaporación o el sobrecalentamiento objetivos. Para el funcionamiento de calentamiento, el compresor se controla controlando la temperatura de condensación deseada o el subenfriamiento previsto. El sistema de flujo de refrigerante variable se puede dividir en tres distintos arreglos básicos: solo para enfriamiento, solo para calefacción y recuperación de calor. (ASHRAE, 2016, pág. 2)

Tienen múltiples unidades interiores interconectadas a una sola unidad de salida, con un uno o varios módulos. A nivel del sistema, la unidad exterior conduce la gestión de la carga a través del compresor(es) de velocidad variable accionado por un inversor, o una combinación alternativa para ventiladores de unidades exteriores de capacidad variable y de fuente de aire variable. Puede tener múltiples unidades internas, componentes de control y tipos de refrigerante. Esto provee la facilidad de instalación de equipo de diferentes capacidades y configuraciones, tener zonas de control térmico individuales y recuperación térmica de una zona a otra. Estos equipos usualmente usan el refrigerante R410-A.

Para el sistema VRF de recuperación de calor con múltiples divisiones posee al menos, un compresor de velocidad variable o un compresor alternante, conectados a múltiples unidades internas, que son controladas individualmente por una red de comunicación.

La eficiencia energética para un compresor de capacidad variable con su drive correspondiente es altamente independiente de la carga, a diferencia de uno

con capacidad fija, que cuando opera con carga parcial la eficiencia disminúa. Con el sostenimiento alto de la eficiencia, se puede reducir el tamaño del compresor para que supla la carga nominal del sistema, además la presión del condensador es reducida para carga parciales.



**Figura 1.1 Curva típica de Entalpia-Presión para el sistema VRF. (ASHRAE, 2016)**

#### 1.4.2 Sistemas centrales de climatización para producción de agua helada

Los equipos centrales para enfriamiento de agua helada se utilizan en una variedad de aplicaciones de aire acondicionado y refrigeración de procesos, estos enfrían el agua que posteriormente es transportada por bombas y tuberías, estos sistemas pueden ser condensados por aire o agua.

Los chiller enfriados por aire utilizan el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y varían según el tipo de compresor utilizado; este compresor es el encargado de mover el refrigerante en el sistema. Los compresores más utilizados son: centrífugo, reciprocante, scroll y helicoidal-rotativo.

Al comparar condensadores enfriados por aire y condensados por agua, la capacidad disponible es la primera característica distintiva, los primeros suelen estar disponibles en enfriadores empaquetados que van de 7,5 a 500 toneladas de refrigeración, mientras que los condensados por agua suelen estar disponibles de 10 a 3000 toneladas de refrigeración.

Una gran ventaja de utilizar un enfriador condensado por aire es la eliminación de la torre de enfriamiento, esto elimina los requisitos de mantenimiento asociados con el tratamiento de agua, enfriador condensador-tubo de limpieza, mantenimiento mecánico de la torre, y la disponibilidad y calidad del agua, esta reducción de necesidades de mantenimiento resulta especialmente atractiva para los propietarios de edificios, ya que puede reducir considerablemente los gastos de funcionamiento. (TRANE, 2016)

### **1.4.3 Reservorio de energía térmica: almacenamiento de hielo**

Los almacenamientos de energía térmica pueden ser con: derretimiento interno y derretimiento externo.

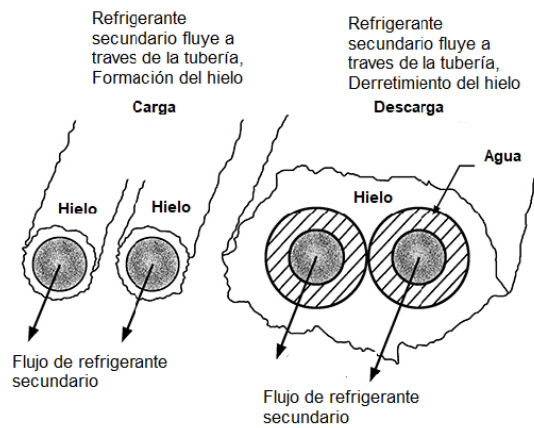
Para el sistema de almacenamiento con derretimiento interno, el agua dentro de este es atravesado por un segundo líquido (glicol) el cual congela y derrite el agua almacenada como se puede observar en la figura 1.2, el agua dentro del reservorio nunca sale de este. Durante la descarga, el hielo en contacto con el intercambiador de calor se derrite primero. Las tasas de descarga iniciales pueden ser muy altas, y las temperaturas iniciales disponibles se aproximan a la temperatura de cambio de fase. Por otra parte, para el sistema de derretimiento externo, el líquido secundario (glicol) forma el hielo, pero el agua que no se congela, es descargada como se muestra en la figura 1.3. Los dispositivos tradicionales de almacenamiento de fusión externa construyen hielo circulando refrigerante líquido frío a través de los intercambiadores de calor. El agua que rodea el intercambiador de calor es tanto el material de cambio de fase como el fluido de transferencia de calor para el modo de descarga. (ASHRAE, 2016)

Para el diseño preliminar de los reservorios de hielo se aconseja obtener un perfil de carga de enfriamiento durante el día, y no solo el valor pico del perfil. Todos los aspectos de diseño tienen una relación de dependencia recíproca, por tal motivo la realización de una simulación nos asegura que los parámetros del sistema suplirán la demanda del edificio.

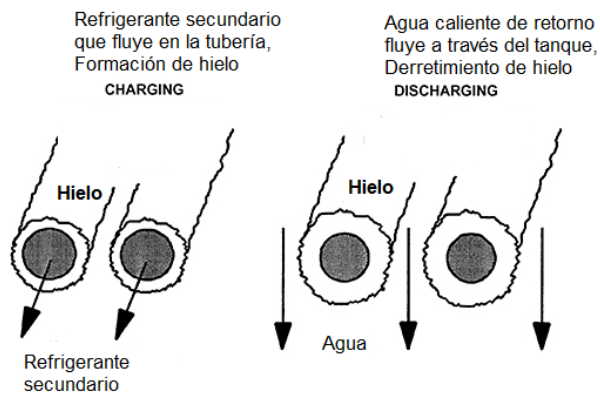


Estos reservorios permiten cambiar y/o compartir la carga de extracción de calor entre el enfriador y el tanque, según su capacidad. Esta versatilidad del sistema mejora la tasa de utilidad.

Estos almacenamientos de energía térmica buscan reducir la demanda del edificio en la red eléctrica.



**Figura 1.2 Formación y derretimiento interno del hielo. (ASHRAE, 2016)**



**Figura 1.3 Formación y derretimiento externo del hielo. (ASHRAE, 2016)**

## 1.5 Tarifa de consumo eléctrico de CNEL

Se presentan los valores tarifarios de la ciudad de Guayaquil aplicados en la categoría general por demanda horaria para empresas comerciales e industrias. A continuación, se detallan los períodos de horarios que integran la factura mensual. Durante el período en que rige la hora oficial habitual:

Horas Punta: de 08h00 hasta 22h00

Horas Valle: de 22h00 hasta 08h00

Se utilizará el valor correspondiente del costo de energía.

**Tabla 1.1 Cargos tarifarios de la ciudad de Guayaquil [ARCONEL,2020]**

RANGO DE CONSUMO	DEMANDA (USD/KW-mes)	ENERGÍA (USD/kWh)	COMERCIALIZACIÓN (USD/Consumidor)
<b>NIVEL VOLTAJE</b>	<b>BAJO VOLTAJE CON DEMANDA HORARIA</b>		
	<b>COMERCIALES</b>		CONSUMOS kWh-mes: 0-300: 1,414 301-500: 2,826 501-1000: 4,240 > 1000: 7,066
08:00 hasta 22:00 horas	4,055	0,092	
22:00 hasta 08:00 horas		0,074	
	<b>INDUSTRIALES</b>		
08:00 hasta 22:00 horas	4,055	0,067	
22:00 hasta 08:00 horas		0,071	
	<b>E. OFICIALES, ESC. DEPORTIVOS SERVICIO COMUNITARIO Y ABONADOS ESPECIALES</b>		
08:00 hasta 22:00 horas	4,055	0,082	
22:00 hasta 08:00 horas		0,068	
	<b>BOMBEO AGUA</b>		
08:00 hasta 22:00 horas	4,055	0,072	
22:00 hasta 08:00 horas		0,058	

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se desarrollaron los pasos a seguir para estudiar los sistemas de climatización con tecnología tipo chiller enfriado por aire con y sin tanque de hielo y el sistema VRF (Refrigerante con flujo variable).

Primero, se definieron las variables necesarias para realizar el modelaje de consumo energético del edificio hora por hora. A partir de lo anterior, se describió la curva de enfriamiento y después se realizó el diseño de selección para los tres sistemas a comparar.

Es necesario recalcar que el presente trabajo no es una auditoría del sistema VRF que actualmente se encuentra en el edificio seleccionado para este proyecto. La auditoría requiere un análisis con mayor profundidad y este es solo un análisis preliminar del funcionamiento del sistema.

En la siguiente figura se muestra de manera general el procedimiento usado en este trabajo.

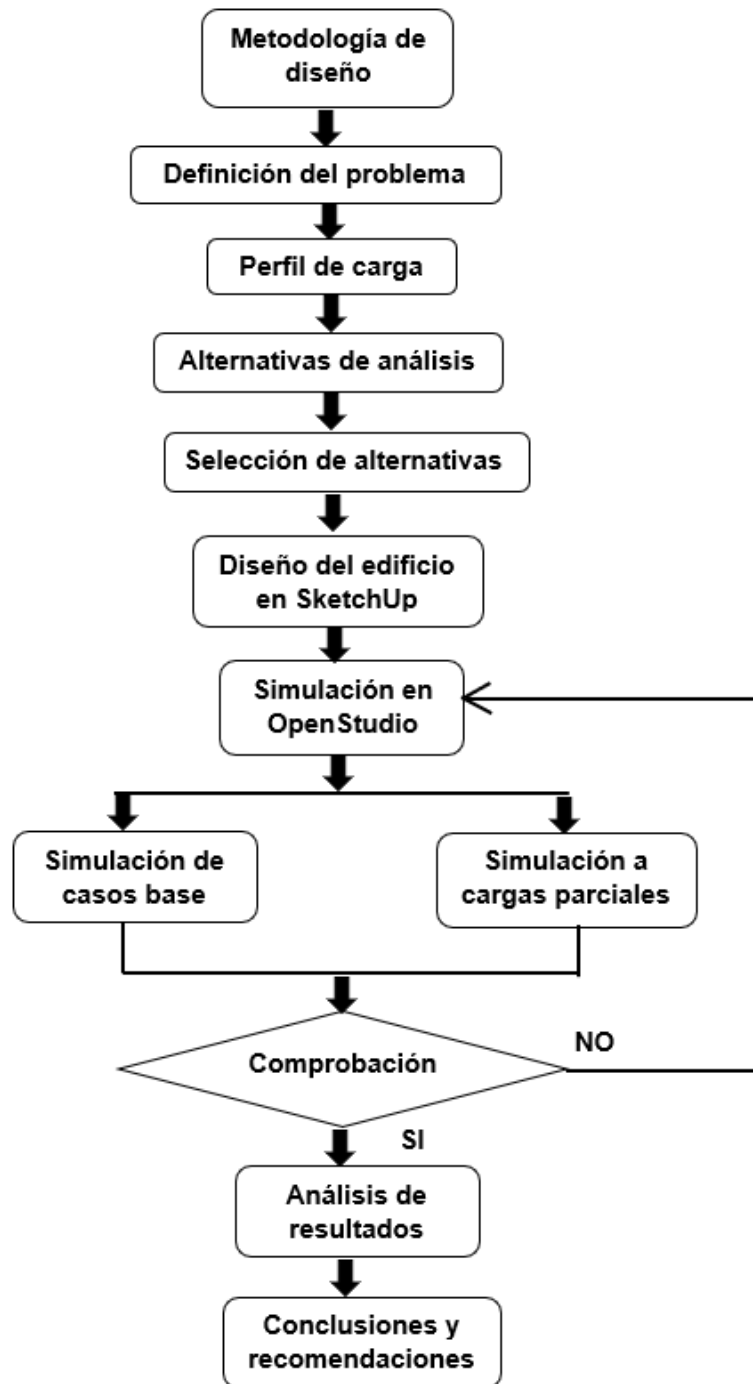


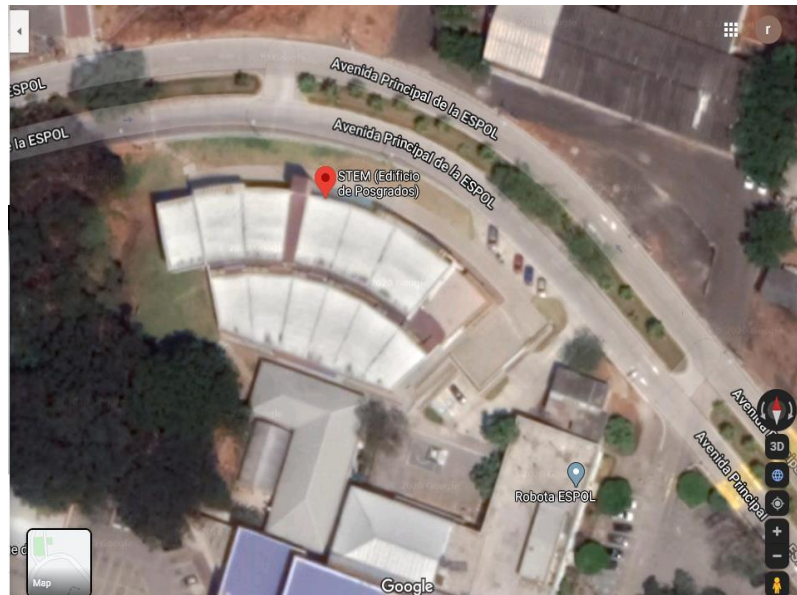
Figura 2.1 Esquema de ejecución del proyecto.

## 2.1 Características de Edificación

El edificio de postgrados STEM ubicado en Guayaquil, Ecuador, dentro de la Escuela Politécnica del Litoral, se inauguró en el año 2017. El auditorio posee 5 paredes móviles, y puede ser ocupada hasta 546 personas. Este comprende oficinas, auditorio y sala de reuniones. (Noticias ESPOL, 2017)



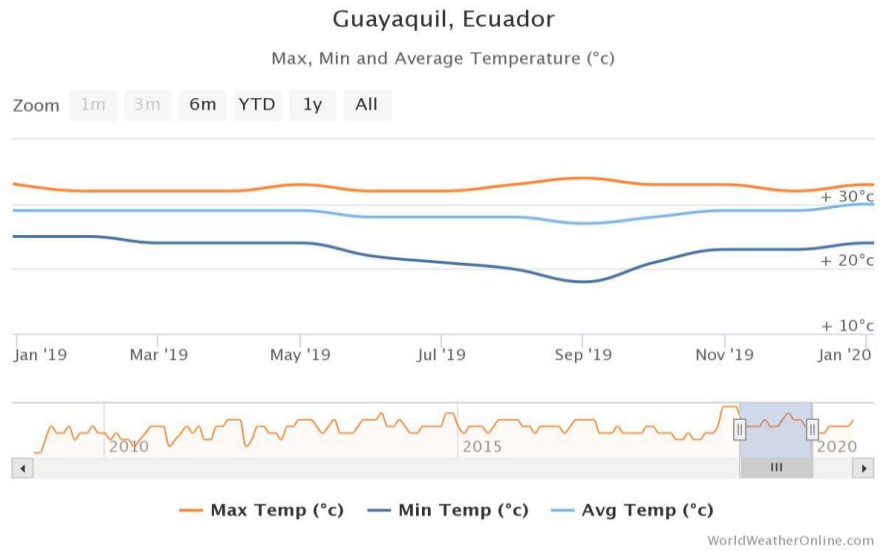
**Figura 2.2 Edificio STEM de la ESPOL. [Ciudad del Valle (2019)]**



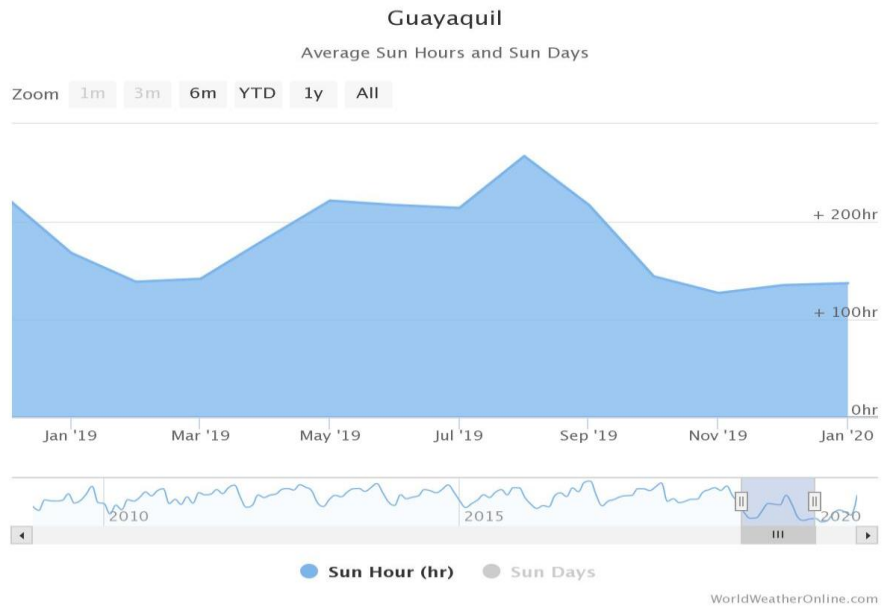
**Figura 2.3 STEM vista Satélite de Google Maps. [Google Maps (2019)]**

### **Clima de Guayaquil, Ecuador.**

La ciudad de Guayaquil tiene clima cálido, con temperatura máxima entre 30°C a 35°C y mínima de 20°C a 25°C; con respecto a los valores de humedad relativa está entre 66% a 85%. Se encuentra en la costa occidental de América del Sur.



**Figura 2.4** Curva de temperatura de Guayaquil del año 2019.



**Figura 2.5** Curva de horas promedio de sol anual de la ciudad de Guayaquil.



**Figura 2.6 Grafico de la Humedad relativa (%) de la ciudad de Guayaquil.**

Para la simulación de los datos climáticos de la ciudad de Guayaquil, se los tomó del fichero de Energy Plus para el año 2019.

## 2.2 Modelo energético de edificio

La simulación buscó encontrar un modelo matemático que se aproxime a la realidad del caso de estudio. Con el fin de facilitar la comprensión del modo en que los equipos y sistemas influyen energéticamente en el modelo. Uno de los beneficios que más interesan para este proyecto es buscar maneras de ahorro de consumo eléctrico.

Las herramientas computacionales son de gran ayuda para predecir el comportamiento de los sistemas de climatización en condiciones normales de operación. Esto se debe a la facilidad de procesamiento de las temperaturas exteriores, humedad y radiaciones solares promedios dentro de un periodo de tiempo.

Se utilizó Open Studio para realizar la construcción, el análisis energético, y modelación del edificio, junto con el plugin para Sketch Up.

### **2.2.1 Etapas de la simulación**

Para la evaluación de rendimiento energético de un sistema por medio de simulación se requirió establecer las siguientes etapas:

#### **Etapas I: Dibujo en tres dimensiones en el software.**

En esta etapa se construyó el edificio en tres dimensiones. Se dibujaron ventanas y puertas.

#### **Etapas II: Levantamiento de información del edificio.**

En esta etapa se estableció y se colocaron los atributos de cada espacio. Entre estos atributos están:

- ✓ Obtención de la información de los datos climáticos para cada sector del edificio.
- ✓ Se estableció el horario de las personas, luces y equipos.
- ✓ Se definieron espacios y zonas térmicas.
- ✓ Se estableció la densidad lumínica, densidad de personas, infiltración y densidad de equipos eléctricos; de ser el caso se agregarse equipo de gas, vapor, agua, entre otros.
- ✓ Se estableció el horario de las temperaturas internas de los espacios.
- ✓ Se definió materiales de construcción de las paredes internas externas, ventanas y puertas.

#### **Etapas III: Sistema Climatización**

En esta etapa se definieron los equipos utilizados para climatizar cada zona térmica. Para los sistemas a comparar, para un mismo edificio, se fijaron los siguientes parámetros:

Sistema de climatización con tecnología tipo chiller condensado por aire con y sin tanque:

- ✓ Tipo de componentes de enfriamiento y temperatura objetivo.
- ✓ Tipo de fluido de transferencia de calor y su concentración, ejemplo glicol.
- ✓ Temperatura mínima y máxima dentro del circuito y del chiller.
- ✓ Tipos de bombas.



- ✓ Modo del flujo del chiller: Flujo constante (constant flow), no modulado (Not modulated) o dejando el punto de ajuste modulado (leaving set point modulated).
- ✓ Capacidad de enfriamiento de referencia del evaporador del chiller.
- ✓ Cantidad de zona(s) térmica(s) por cada manejadora de aire.
- ✓ Horario de disponibilidad del tanque de hielo.
- ✓ Horarios de las temperaturas del chiller, manejadoras de aire, almacenador de hielo.

Sistema VRF (Sistema de flujo de refrigerante variable).

- ✓ Equipos exteriores e interiores para cada zona térmica.
- ✓ Horario de disponibilidad de los equipos de cada zona.
- ✓ Capacidad de enfriamiento total de cada unidad exterior e interior.

También se puede establecer los equipos y sistemas de calefacción, pero esto no forma parte de este trabajo.

#### **Etapa IV: Obtención de los resultados**

En esta etapa se revisó si los resultados tienen concordancia entre ellos y si los valores obtenidos tuvieron sentido según la literatura, sin forzar la realidad.

En el edificio se tomó en cuenta las áreas de oficinas, corredores, recepción y auditorio. Para los sistemas tipo chiller se asumió 5 manejadoras de aire con sistema de volumen de aire variable, dos de ellas se encuentran en las salas de conferencia, una para las oficinas de la planta alta, una para las oficinas de la planta baja y la otra para la zona de corredores, recepción y sala de descanso.

Los sistemas tipo chiller se simularon hasta las manejadoras de aire; y para el sistema VRF se simularon las unidades exteriores hasta las unidades interiores.

### **2.2.2 Cálculo de carga Térmica**

El perfil de carga de enfriamiento representa la demanda de enfriamiento del edificio hora por hora. Este se realizó por medio de evaluación energética en el modelado y por cálculos de carga por la metodología CLTD/CLF. Para este último los pasos a seguir están en el Handbook of fundamental 1997 de ASHRAE. (American Society of Heating, 1997)

Para esto se realizó un levantamiento de información del edificio a simular, se tomó en consideración la normativa vigente:

Standard ASHRAE 90.1 Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, esta normativa contiene los mínimos requerimientos de consumo eficiente de energía.

Se comparó el perfil de carga obtenido mediante el método CLTD/CLF y el cálculo de carga obtenido mediante la simulación en Open Studio, se obtuvo un 5% de diferencia.

### **2.2.3 Definición de Horarios de Operación**

Con el cálculo computarizado de las cargas se definieron los horarios de funcionamiento para equipos, luces, caudal de infiltración y personas; además se tomó en cuenta el efecto de sombreadores y el retraso de transferencia de calor por paredes, techos y ventanas.

El horario operativo del edificio STEM para personas, luces y equipos fue el siguiente:

**Tabla 2.1 Horario de personas, luces y equipos en edificio STEM.**

Día	Hora	Personas	Luces	Equipos
Lunes - viernes	0:00 - 8:00	0%	0%	0%
	8:00 - 16:00	100%	100%	100%
	12:00 - 13:00	33%	100%	100%
	13:00-16:00	100%	100%	100%
	16:00 - 0:00	0%	0%	0%
Sábado - Domingo	0:00-0:00	0%	0%	0%

## 2.2.4 Requerimientos del aire exterior e interior

Los datos climáticos fueron tomados de Energy Plus, para el año 2019; el cual consta de las temperaturas exterior, radiación solar y humedades promedio. Estas tres variables definieron, en gran medida, el comportamiento de la curva de enfriamiento en circunstancias normales. Para el método CLTD/CLF se tomaron los siguientes parámetros de diseño mostrados en la tabla 2.2.

**Tabla 2.2 Parámetros de diseño en edificio STEM.**

Condición de Diseño		
	Latitud	Longitud
Locación	2.11°S	79.53°W
	°C	°F
Temperatura exterior de diseño de bulbo seco	32.9	91.22
Temperatura exterior de diseño de bulbo húmedo	30	86
Temperatura interna de diseño	24	75.2
Rango diario de temperatura	9	48.2
Humedad Relativa Externa	82%	
Humedad relativa interna	55%	
	metros por segundo	miles per hours
Velocidad del viento	3.2	7.8
Relación de humedad	0.026943	lbm water/ lbm dry air
Relación de humedad	0.010246	lbm water/ lbm dry air

## 2.3 Definición de espacios y zonas térmicas

Se dividió el edificio en cinco zonas térmicas: la planta alta, la planta baja, sala de descanso, corredores y conferencia, las gráficas se encuentran en el **apéndice III**.

Para la lógica del circuito y simplificación del cálculo, se definieron las siguientes manejadoras de aire para cada espacio como se muestra en la tabla 2.3.

**Tabla 2.3 Ubicación de las manejadoras de aire con su respectiva zona térmica.**

Manejadora de aire	Zona Térmica
UMA1	Oficinas planta alta
UMA2	Oficinas planta baja
UMA3	Sala de descanso
	Recepción y corredores
UMA4	Conferencia
UMA5	

Como el sistema de acondicionamiento actual es VRF, solo se ingresaron datos. Sin embargo, para el sistema tipo chiller con/sin tanque de hielo se realizó un dimensionamiento preliminar, luego se seleccionaron los equipos del catálogo y luego se ingresaron valores al programa Open Studio.

### 2.3.1 Cargas térmicas Internas

Se consideró la transferencia de calor sensible y latente de ocupantes, equipos e iluminación (para iluminación solo se considera calor sensible).

#### 2.3.1.1 Carga debido a las personas, iluminación y equipos electrónicos

Las fórmulas para obtener la carga debido a las personas, es:

$$Q_{sensible} = N * q_s * CLF \quad (2.1)$$

$$Q_{latente} = N * q_l \quad (2.2)$$

Donde,

$Q_{sensible}$ : calor sensible

$Q_{latente}$ : calor latente

$q_s$ : calor sensible.

$q_l$  = calor latente.

N: número de personas

CLF: factor de carga de enfriamiento por hora de ocupación de la(s) persona(s)

El valor de CLF se encuentra en la tabla 4.2 en el Apéndice II.

Si la operación es durante 24 hora o el equipo de acondicionamiento se encuentra apagado durante la noche o en los fines de semana, este factor tuvo un valor de 1.

### 2.3.1.2 Carga debido a infiltración

Según el Instituto nacional de salud y seguridad para los ocupantes (National Institute for occupational Safety and Health, NOISH) los componentes principales que influyen en el confort son: Baja contaminación del aire, aumento de la entrada de aire por la ventilación y la infiltración de aire.

Según ANSI/ASHRAE estándar 62-1999, los requerimientos de aire exterior, según un análisis de la dilución de CO<sub>2</sub>, debido a la emisión de los humanos, son:

**Tabla 2.4 Requerimientos de aire exterior**

Espacio	cfm/persona
Oficina, sala de conferencia	20
Aulas, teatros y auditorios	15
Cuarto de los pacientes de un hospital	25

Se calculó con las siguientes formulas:

$$Q_{sensible} = 1.08 * CFM * (T_{exterior} - T_{interior}) \quad (2.3)$$

$$Q_{latente} = 4840 * CFM * (w_{exterior} - w_{interior}) \quad (2.4)$$

La fórmula del calor total debido a infiltración de aire:

$$Q_{total} = 4.5 * CFM * (h_{exterior} - h_{interior}) \quad (2.5)$$

Donde,

CFM: Caudal de aire de infiltración.

$T_{exterior}, T_{interior}$ : Temperatura de bulbo seco exterior/ interior [°F].

$w_{exterior}, w_{interior}$ : Humedad relativa exterior/ interior. [lb agua/lb aire seco].

$h_{exterior}, h_{interior}$ : Entalpía del aire exterior/interior [Btu por lb (aire seco)].

### 2.3.2 Cargas térmicas Externas

Las cargas externas consistieron en la transferencia de calor por conducción a través de las paredes del edificio, techo, puertas, y por transferencia de calor por radiación a través de ventanas y tragaluces.

#### 2.3.2.1 Cargas debido al techo y paredes

La ecuación para la ganancia de calor a través del techo y pared utilizada fue:

$$Q = U * A * (CLTD_{corregido}) \quad (2.6)$$

Donde,

$U$ : Coeficiente de transferencia de calor en el techo, la pared [Btu/ hr ft<sup>2</sup> °F]

$A$ : Área del techo [ft<sup>2</sup>]

$CLTD$ : Diferencia de temperatura de carga de enfriamiento [°F]

La ecuación se ajusta para aplicar factores de corrección para condiciones distintas del caso base, los valores de CLDT se los obtuvieron de las tablas 4.5 y 4.6 para techos y paredes respectivamente ubicadas en el apéndice II.

Para el cálculo del factor de corrección se utilizó la siguiente formula:

$$CLTD_{corregido} = [CLTD + (78 - TR) + (TM - 85)] \quad (2.7)$$

Donde,

$(78 - TR)$ : Corrección de temperatura de diseño interior

$(TM - 85)$ : Corrección de temperatura de diseño exterior

$TR$ : Temperatura ambiente exterior

$TM$ : Temperatura media exterior

### 2.3.2.2 Cargas debido a las ventanas

La carga solar a través del vidrio tuvo dos componentes: conductiva y de transmisión solar.

#### **Carga conductiva**

$$Q_{\text{vidrio conductivo}} = U * A * (CLTD_{\text{vidrio corregido}}) \quad (2.8)$$

Donde:

$U$ : Coeficiente de transferencia de calor en el techo, la pared o el vidrio  
[Btu / hr ft<sup>2</sup> °F]

$A$ : Area del techo [ft<sup>2</sup>]

$CLTD$ : Diferencia de temperatura de carga de enfriamiento [°F]

Los valores de CLDT se los obtuvieron de la tabla 4.8 en el apéndice II.

Para el cálculo del factor de corrección se utilizó la siguiente formula:

$$CLTD_{\text{vidrio corregido}} = [CLTD_{\text{vidrio}} + (78 - TR) + (TM - 85)] \quad (2.9)$$

Donde:

$(78 - TR)$ : Corrección de temperatura de diseño interior

$(TM - 85)$ : Corrección de temperatura de diseño exterior

$TR$ : Temperatura ambiente exterior

$TM$ : Temperatura media exterior

#### **Carga por transmisión solar**

$$Q_{\text{vidrio solar}} = U * SC * SLC \quad (2.10)$$

Donde,

$U$ : Coeficiente de transferencia de calor en el techo, la pared o el vidrio [Btu / hr ft<sup>2</sup> °F]

$SC$ : Coeficiente de sombreado

$SLC$ : Factor de carga de enfriamiento solar

El coeficiente de sombreado y el factor de enfriamiento solar se encuentran en la tabla 4.9.

## 2.4 Dimensionamiento del sistema de almacenamiento térmico

### 2.4.1 Dimensionamiento del enfriador

Se logró estimar el tamaño mínimo del enfriador y capacidad del almacenamiento con la siguiente fórmula y asunciones:

Capacidad mínima del enfriador requerida:

$$Q[\text{ton/h}] = \frac{TH}{\% * t_{\text{hielo}} + t_{\text{enfriamiento}}} \quad (2.11)$$

Donde,

Q: Capacidad mínima del enfriador requerida para un periodo de 24 horas, [ton/s].

TH: Carga pico total de un día de operación, [ton-h].

$t_{\text{hielo}}$ : Período de tiempo en el que va a estar funcionando el enfriador para producir hielo [h].

$t_{\text{enfriamiento}}$ : Período de tiempo en la que el enfriador dará enfriamiento en un día [h].

%: porcentaje de la capacidad normal del enfriador que utiliza para generar hielo.

Capacidad mínima del enfriador requerida tomando en cuenta el factor de seguridad de 20%, es:

$$Q[\text{ton/s}] = TH * 1.2 \quad (2.12)$$

Donde,

Q: Capacidad mínima del enfriador requerida para un periodo de 24 horas, [ton/s].

TH: Carga pico total de un día de operación, [ton-h].

%: porcentaje de la capacidad normal del enfriador que utiliza para generar hielo.

### 2.4.2 Dimensionamiento del tanque de hielo

Para la capacidad que debe tener el tanque de hielo, se estimó:

$$Q'[\text{tons h}] = Q[\text{ton/h}] * \% * t_{\text{ice}}[h] \quad (2.13)$$



Para el cálculo del volumen del hielo en el tanque, se obtuvieron las siguientes propiedades del hielo dadas por ASHRAE junto con la eficiencia del almacenamiento (por lo general es 0.9).

$$V[m^3] = \frac{Q' * 12660.72 [KJ]}{C_L * eff * \rho} \quad (2.14)$$

Donde,

$Q'$ : Energía térmica almacenada en el tanque [ton-h].

$C_L$ : Calor latente de fusión [KJ/kg].

$eff$ : Eficiencia del almacenamiento [%].

$\rho$ : Densidad del fluido almacenado [ $Kg/m^3$ ]

## 2.5 Dimensionamiento de bombas primarias y secundarias.

En el sistema hidráulico se distribuye la energía frigorífica para el acondicionamiento de espacios, de manera general, el aire es enfriado por medio de serpentines llenos de agua fría desde una planta central de enfriamiento.

Para calcular el flujo total de agua requerido en el sistema se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.15)$$

$$\dot{V} = \frac{Q_{ton} * 12000 \left( \frac{Btu}{ton} \right)}{\rho c_p \Delta T} \quad (2.16)$$

Donde,

$\dot{V}$ : Caudal requerido [ $ft^3/h$ ].

$Q_{ton}$ : Carga refrigerante [toneladas de refrigeración].

$\rho$ : Densidad del agua [ $lbm/ft^3$ ].

$c_p$ : Calor específico del agua a 45 °F [ $Btu / (lbm R)$ ].

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura del fluido entrante con el fluido saliente [ $^{\circ}R$ ].

Para el cálculo de pérdidas para el tramo principal de transporte de agua se utilizó las siguientes ecuaciones:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.17)$$

Donde:

$V$ : Velocidad de flujo [m/s]

$D$ : Diámetro de tubería [m]

$\nu$ : Viscosidad cinemática del agua [m<sup>2</sup>/s]

Como se obtuvo un número de Reynolds mayor a 4000, se aplicó la siguiente ecuación para factor de fricción:

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (2.18)$$

Donde,

$f$ : Factor de fricción

$D$ : Diametro [m]

$\varepsilon$ : Rugosidad [m]

### Para el cálculo de coeficiente de pérdidas para tubería

La ecuación para el cálculo de pérdidas por tubería y accesorios fue la siguiente:

$$h_L = f \frac{L_t v^2}{D 2g} \quad (2.19)$$

Donde,

$f$ : Factor de fricción

$L_t$ : Longitud de la tubería [m].

$D$ : Diámetro [m].

$v$ : Velocidad del fluido [m/s].

$g$ : Constante de gravedad.

La ecuación de Bernoulli para el sistema hidráulico:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + h_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + h_{UMAS} + h_{L1} + h_{L2} + h_{separadora} + h_{sep-aire} \quad (2.20)$$

Donde,

$P_1$ : Presión de entrada [Pa].

$P_2$ : Presión de salida, después 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.

$h_2$ : Altura del fluido en su punto más alto.

$h_B$ : Cabezal aportado por la bomba.

$h_{UMAS}$ : Pérdida de cabezal debido al paso de fluido en las UMAS [m].

$h_L$ : Pérdida de cabezal debido al paso de fluido en las UMAS [m].

$h_{separadora}$ : Pérdida del separador [m].

$h_{sep-aire}$ : Pérdida del separador con el aire [m].

### **Potencia requerida**

Para calcular la potencia requerida por la bomba (HP) se utilizó la siguiente ecuación:

$$Hp = \frac{GPM \times Hf}{\eta \times 3960} \quad (2.21)$$

Donde,

$GPM$ : Máximo caudal del circuito.

$Hf$ : Máximo cabezal, ft.

$\eta$ : Eficiencia de la bomba

## **2.6 Sistema de distribución de aire.**

Este sistema nos permite distribuir el aire a los diferentes ambientes de manera homogénea a través del sistema de ductos.

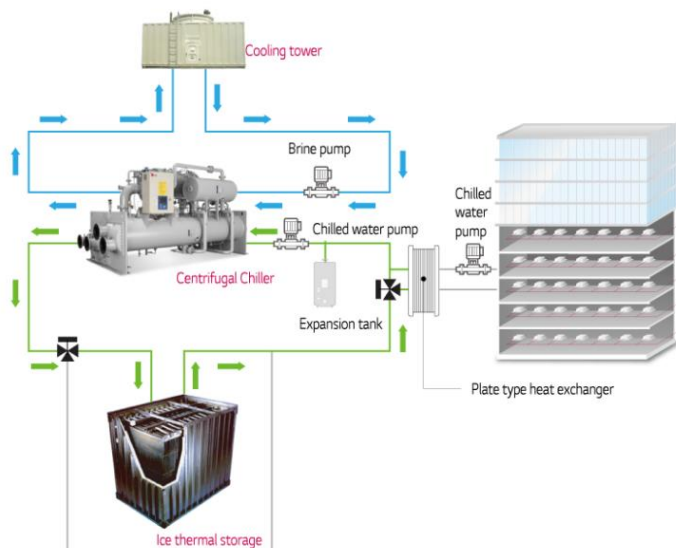
Las manejadoras de aire son indispensables para el tratamiento de aire en las instalaciones de climatización, en cuanto a los correctos caudales de ventilación de aire exterior, limpieza con relación al filtrado, temperatura de calentamiento o enfriamiento y humedad. (López, 2014)

## 2.7 Alternativas de selección del tanque de almacenamiento de hielo

### 2.7.1 Modelo: Energy Storage System

**Empresa:** LG Corporation

Energy Storage System se puede configurar como respaldo para los sistemas de enfriamiento instalados durante cortes de energía o configurarse para usarse durante los picos de demanda de energía, este sistema suministra la carga máxima mientras que la red suministra la carga base. También se puede utilizar cuando un enfriador de aire instalado no cumple con la capacidad requerida. Otro uso eficiente de este sistema es mantener temperaturas del aire más frescas una vez que se apagan los acondicionadores de aire.



**Figura 2.7 Energy Storage System**

### 2.7.2 Modelo: IceBank Energy Store

**Empresa:** Calmac

Durante la noche, fuera de las horas pico, el agua que contiene un 25% de etilenglicol se enfría mediante un chiller. Esa solución circula a través del intercambiador de calor dentro del tanque de almacenamiento térmico "IceBank", congelando el 95% del agua que lo rodea y creándose hielo de manera uniformemente alrededor de este.

Durante el día en las horas pico, la solución de etilenglicol circula a través de los tanques de almacenamiento de hielo para entregar la energía almacenada al edificio y de esta forma aumenta o compensa la capacidad de enfriamiento aportada por el sistema.



**Figura 2.8 IceBank Energy Store**

### **2.7.3 Modelo: Ice Pak Ice Storage Unit**

**Empresa:** Evapco

Durante la noche o cuando el requerimiento de enfriamiento es menor, el enfriador de la solución de etilenglicol está operativo. El sistema genera solución a baja temperatura que circula por los tubos de las baterías de almacenamiento térmico. El glicol circulante elimina el calor del agua en los tanques, lo que hace que el agua se congele en la superficie exterior de las bobinas de almacenamiento térmico.

Durante la fase de fusión, el sistema de refrigeración está apagado. Dependiendo del tipo de fusión, el glicol circula a través de los tubos de las bobinas o el agua del tanque circula sobre las bobinas para extraer la energía del hielo. Esta solución helada luego circula por el lado primario de un intercambiador de calor. Simultáneamente, el agua enfriada del edificio circula a través del intercambiador de calor donde se enfría y se envía a las unidades de tratamiento de aire para proporcionar enfriamiento al edificio.



**Figura 2.9 Ice Pak Ice Storage Unit**

## **2.8 Criterios de selección**

- **Costo de equipos:** En este criterio se comparó el costo de los equipos de climatización para los sistemas simulados.
- **Adaptabilidad del sistema:** Considera la facilidad de acoplarse a un sistema con tecnología tipo chiller enfriado por aire y la operabilidad.
- **Tamaño de almacenamiento:** Se buscó el stock de los proveedores referente a la capacidad de enfriamiento neto y el tamaño del tanque.
- **Producción de hielo:** Dada la tecnología de producción de hielo disponible en el mercado se investigó las ventajas entre derretimiento interno y externo.
- **Disponibilidad del mercado:** En este criterio se midió la accesibilidad a los recursos.

Luego de establecer los criterios de diseño, se le otorga una ponderación del nivel de restricción acorde a la importancia de cada criterio escogido.

Tabla 2.5 Matriz de selección.

Criterios de selección	Modelos de almacenamiento de energía térmica (Hielo)						
	Porcentaje	Energy Storage System		IceBank Energy Store		IcePak Ice Storage Unit	
		Nota	Puntaje	Nota	Puntaje	Nota	Puntaje
Costo de equipos	20%	6	1.2	9	1.8	7	1.64
Adaptabilidad del sistema	15%	5	0.75	9	1.35	9	1.35
Tamaño de almacenamiento:	25%	6	1.5	8	2	7	1.75
Producción de hielo	30%	7	2.1	9	2.7	9	2.7
Disponibilidad en el mercado	10%	7	0.7	8	0.8	9	0.9
<b>TOTAL</b>	100%		6.79		8.65		8.1

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

El presente proyecto evaluó los siguientes sistemas de climatización para el edificio STEM: sistema central de producción de agua fría con 2 chiller de 40 TR nominal con 4 compresores tipo scroll cada uno, sistema central de producción de agua fría con un chiller de 35 TR nominal y 2 compresores tipo scroll en carga parcial con un almacenamiento y capacidad de enfriamiento de 2880 [kBtu h] (358 [ton h]), sistema central de producción de agua fría con un chiller de 52 TR nominal y 4 compresores tipo scroll en carga total con un almacenamiento y capacidad de enfriamiento de 4296 [kBtu h] (240 [ton h]) y el sistema de caudal de refrigerante variable (VRF) con capacidad de enfriamiento total de los equipos exteriores de 960 [kBtu/h]. Todos estos valores fueron obtenidos de un diseño preliminar por medio de métodos analíticos y luego testeados en la simulación.

Las características de los chiller enfriados por aire dados por el proveedor son:

- Temperaturas exteriores desde  $-18^{\circ}\text{C}$  a  $52^{\circ}\text{C}$ .
- Las temperaturas mínimas se basan en velocidades de viento no mayores a 5 mph.
- Los reservorios de hielo tienen una capacidad nominal por tanque de 1944 [kBtu h].
- Temperatura y presión máxima de operación de  $38^{\circ}\text{C}$  y 90 psi.
- La carga en el piso es de [1909 kg/m<sup>2</sup>].
- El peso por tanque lleno de agua y el fluido de transferencia es de 7666 [Kg].
- Altura de 2.59 [m].

### 3.1 Definición de los espacios y zonas térmicas.

El edificio tiene 2 pisos de oficinas y 1 sala de conferencia conectado a la planta baja, cada piso posee su área plenum, en el programa se especificó tales espacios. Se tiene 5 zonas térmicas, y el área a climatizar por zona se muestra en la tabla 3.1. Las oficinas, corredores y sala de descanso tienen



una altura aproximada de 2.74 m, la recepción tiene 6.70 m y el espacio de conferencias tiene 4.57 m.

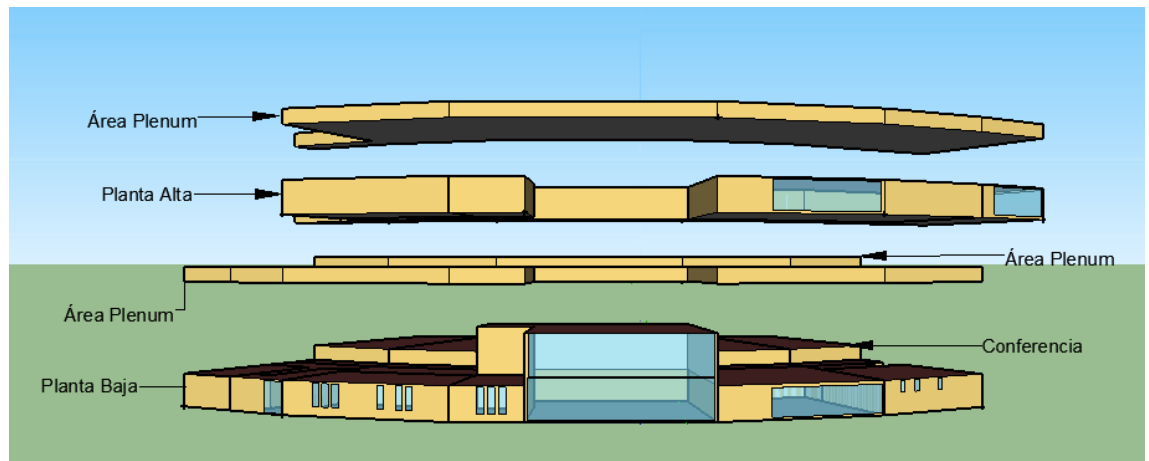
El área por climatizar fue de 2316.22 m<sup>2</sup>, y para el modelado fue de 2140 m<sup>2</sup>, esta diferencia del 9%, se debió a que el edificio es curvo y en el programa no se admiten superficies cien por ciento curvas, sino por tramos rectos que sigúan la curvatura. Este error es considerado en la carga de diseño.

La figura 3.6 muestra el modelaje del edificio.

**Tabla 3.1 Distribución por área del edificio STEM.**

Zona Térmica	Área [m2]
Oficinas planta alta	547.46
Oficinas planta baja	162.72
Sala de descanso	78.37
Recepción y corredores	423.06
Conferencia	928.38
Total:	2140

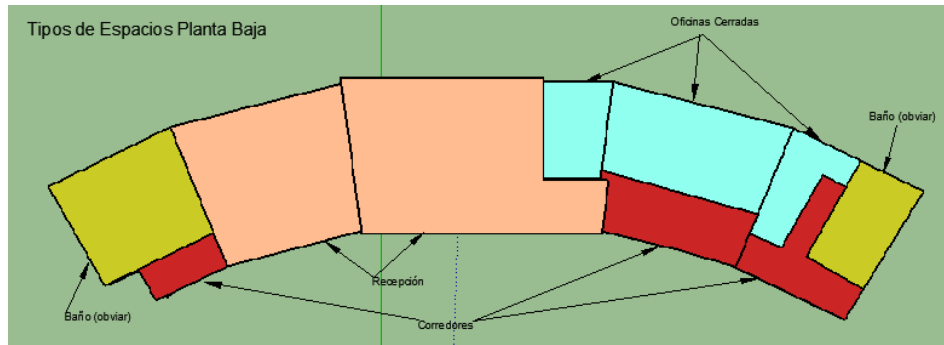
La siguiente figura muestra el modelaje del edificio.



**Figura 3.1 Modelaje del edificio STEM en Sketch Up.**

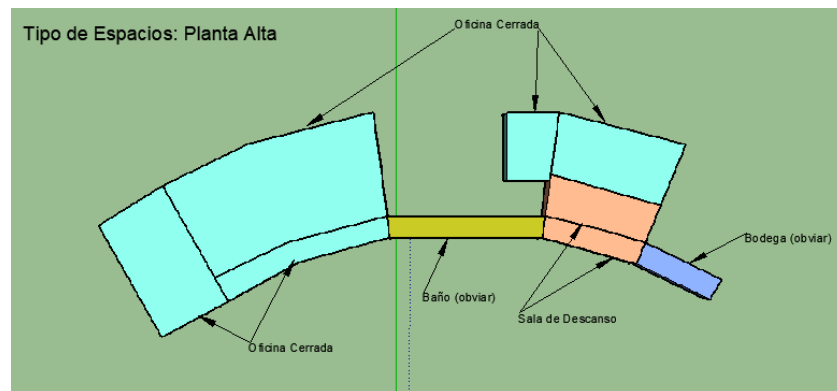
Espacios definidos:

Planta Baja:



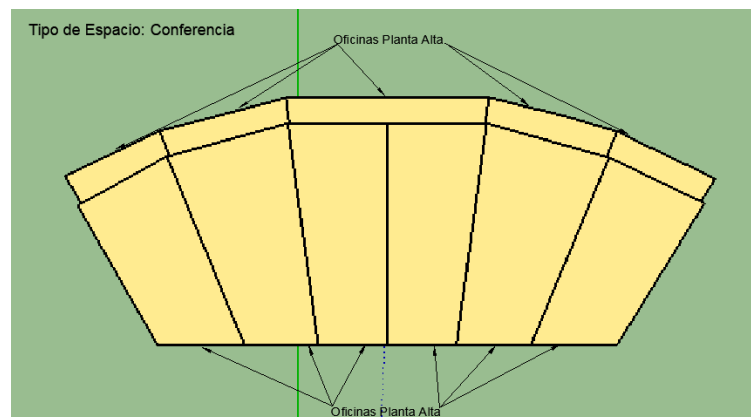
**Figura 3.2 Tipos de espacios en Planta Baja.**

Planta Alta:



**Figura 3.3 Tipos de espacios en Planta Alta.**

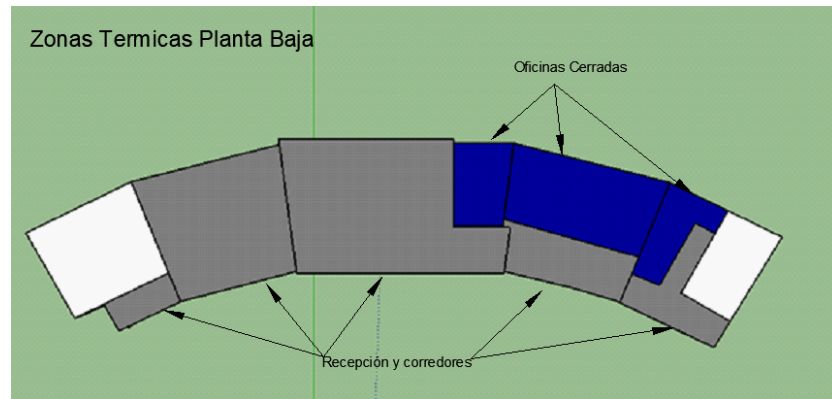
Conferencia:



**Figura 3.4 Tipos de espacios en Conferencia.**

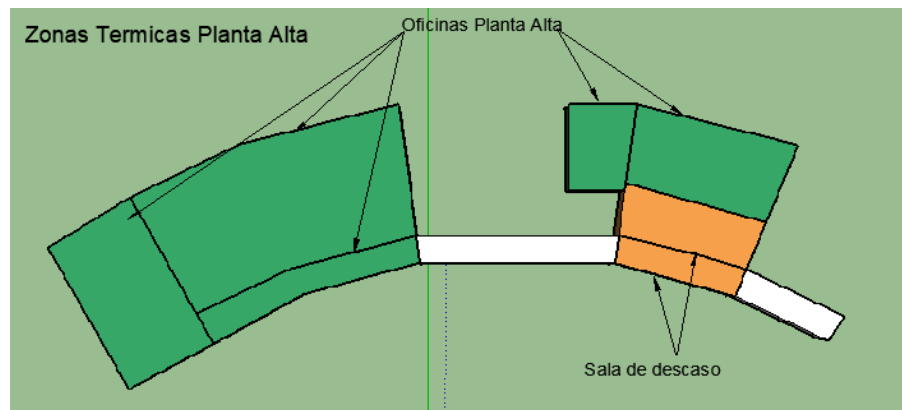
Las zonas térmicas:

Planta Baja:



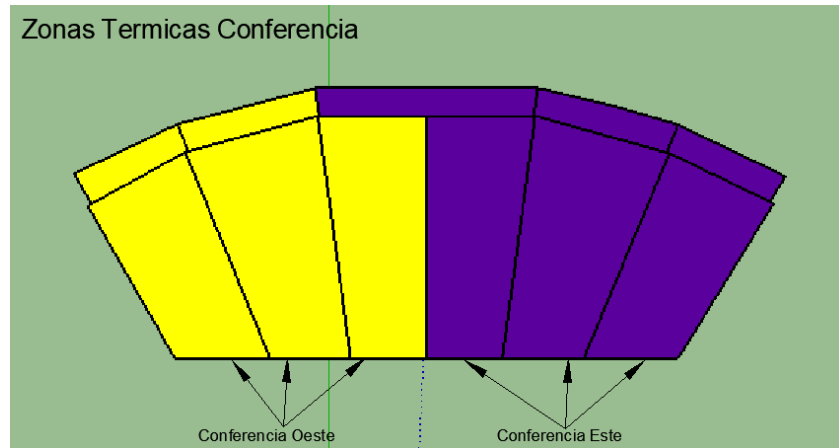
**Figura 3.5 Zonas térmicas en Planta Baja.**

Planta Alta:



**Figura 3.6 Zonas térmicas en Planta Alta.**

Conferencia:



**Figura 3.7 Zonas térmicas en Conferencia.**

### 3.2 Estimación de la Carga de Enfriamiento del edificio.

#### 3.2.1 Horarios de funcionamiento del edificio, Atributos.

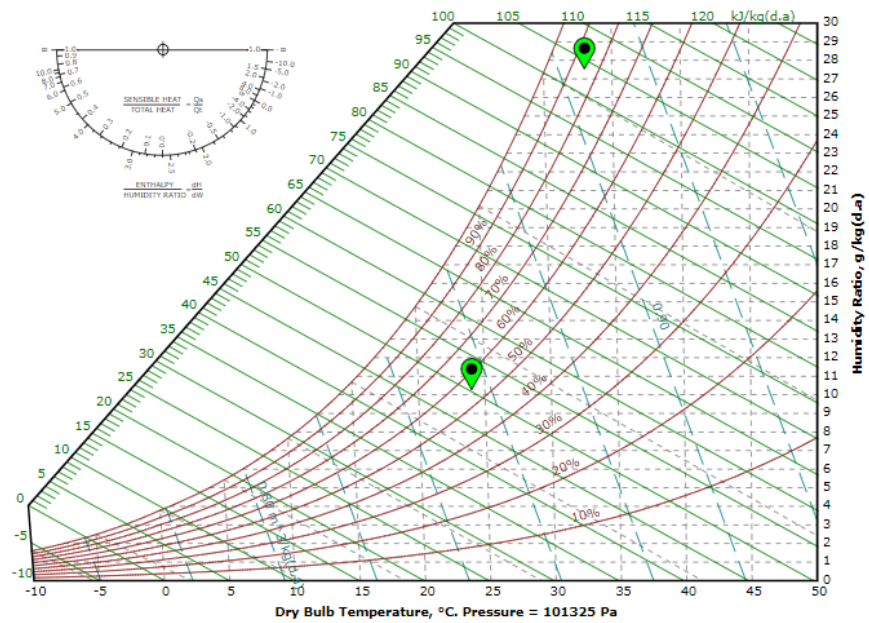
Se asumió 8 horas diarias de funcionamiento, cinco días a la semana y operando las 52 semanas del año, pero durante el período de las 12:00AM y 1:00PM la ocupación de personas en el edificio se reduce dos terceras parte.

El número de personas por zonas térmicas, se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 3.2 Número de personas por zona térmica.**

Zona Térmica	Número de personas
Oficinas planta alta	90
Oficinas planta baja	24
Sala de descanso	25
Recepción y corredores	35
Conferencia	546

Por cada persona se consideró 400 [Btu/h], y 20 cfm. La entalpia exterior fue 101.113 [kJ/kg] y la entalpia interior 50.310 [kJ/kg].



**Figura 3.8 Carta psicrométrica**

Se obtuvo una estimación de la potencia de consumo de equipos promedio con las fotos del edificio y el plano de planta. Para la densidad lumínica se tomó la información del reporte realizado en la ESPOL en el año 2019, por el Programa de Sostenibilidad.

**Tabla 3.3 Iluminación edificio STEM - Proyecto de Sostenibilidad 2019, ESPOL.**

Iluminación		
Tipo	Potencia [W]	Cantidad
Panel LED Circular 20 cm	18	40
Panel LED Cuadrado 60x60 cm	45	222

La densidad lumínica por zona térmica se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 3.4 Densidad lumínica por zona térmica.**

Zona Térmica		Densidad lumínica [W/m2]
Oficinas planta alta		6.45
Oficinas planta baja		6.45
Sala de descanso		6.45
Recepción y corredores	Recepción	6.40
	corredores	2.90
Conferencia		2.90

**Tabla 3.5 Potencia de consumo de equipos eléctricos por área del piso del espacio.**

<b>Zona Térmica</b>		<b>Potencia de consume de equipos eléctricos por área (W/m2)</b>
Oficinas planta alta		6.89
Oficinas planta baja		6.89
Sala de descanso		21.53
Recepción y corredores	Recepción	0.75
	corredores	0.75
Conferencia		3.94

Para el cálculo de carga del edificio los factores CLTD se utilizan para ajustar las ganancias de calor conductivo de las paredes, el techo, el piso y el vidrio, se toma en cuenta el sombreado externo e interno y materiales de construcción. Los factores CLF se utilizan para ajustar las ganancias de calor de las cargas internas, como luces, ocupación y aparatos eléctricos, por último, los factores SCL se utilizan para ajustar las ganancias de calor de transmisión del vidrio, estos valores se han calculado en función del tiempo y la orientación solar, todos estos factores están disponibles en forma de tablas en los manuales de ASHRAE Handbook Fundamentals, 1997. Las respectivas ecuaciones se presentaron en el capítulo 2.

La tabla 3.6 muestra los resultados del cálculo de carga por el método:

**Tabla 3.6 Carga Térmica del Edición de Oficinas por el método CLTD/CLF.**

<b>EDIFICIO ENTERO</b>											
<b>Zona:</b>											
<b>hora</b>	<b>persona</b>		<b>Luz</b>	<b>Equipos</b>		<b>Ventilación</b>	<b>Pared</b>	<b>Techo</b>	<b>Ventanas</b>		<b>Calor Total</b>
	Latente [BTU/h]	Sensible [BTU/h]	Sensible [BTU/h]	Sensible [BTU/h]	Latente [BTU/h]	[BTU/h]	BTU/hr	BTU/hr	Conductivo	Solar	[BTU/h]
8.00 – 9:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	18211.22	32957.72	10768.99	43004.32	803405
9.00-10:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	19080.58	35857.21	13156.79	43004.32	809562
10.00-11:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	19112.35	37408.2	15544.59	46586.02	817114
11.00-12:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	19275.58	39476.17	19126.3	46586.02	822927
12.00-13:00	48000	48000	36781.74	0	59473.4093	104736	19667.29	41544.15	21514.1	51361.63	431078
13.00-14:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	19951.4	44129.12	25095.8	52555.53	840194
14.00-15:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	20462.42	46714.09	26289.7	51361.63	843290
15.00-16:00	144000	144000	36781.74	0	59473.4093	314208	21113.93	48782.06	27483.61	48973.83	844816

La figura 3.14 muestra la curva de enfriamiento dado por el programa. Este se obtuvo del software en “District Cooling: Facility” (Distrito de enfriamiento. Esta opción da la capacidad de enfriamiento de un distrito ficticio sin limitaciones de tamaño considerables o dinámicas debido al rendimiento. La figura 3.15 muestra el perfil de carga calculado por el método.

El día de diseño fue el 4 de abril. El perfil de enfriamiento del software tiene una carga pico de 800 [kBtu/h], y por el método anteriormente mencionado fue de 844 [kBtu/h], el cual da un error del 5%, el cual entra en el rango de error propio del software.

En el perfil, durante las primeras horas se obtuvo valores menores en comparación con el método CLTD/CLF. Esto pudo haber sido a que las cargas internas, los factores de CLF y CFM era permitido considerar 1.

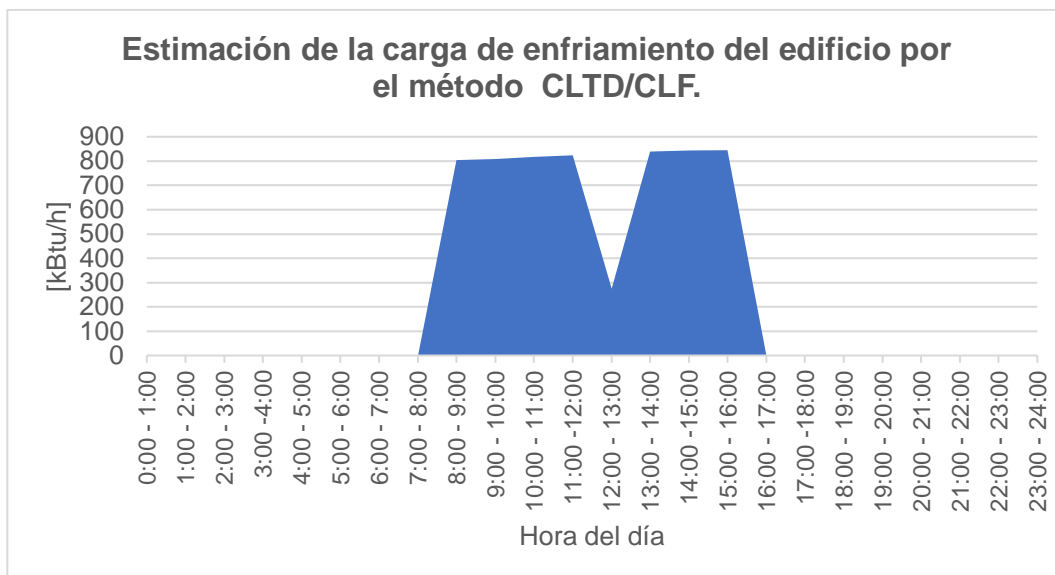
El perfil de carga que se usó para los cuatros sistemas fue el de la simulación (Figura 3.14).

La carga de enfriamiento total de un día de operación es 4996.27 [kBtu], con un pico de 795.614 [kBtu/h].



**Figura 3.9 Curva de enfriamiento estimada para día de diseño.**

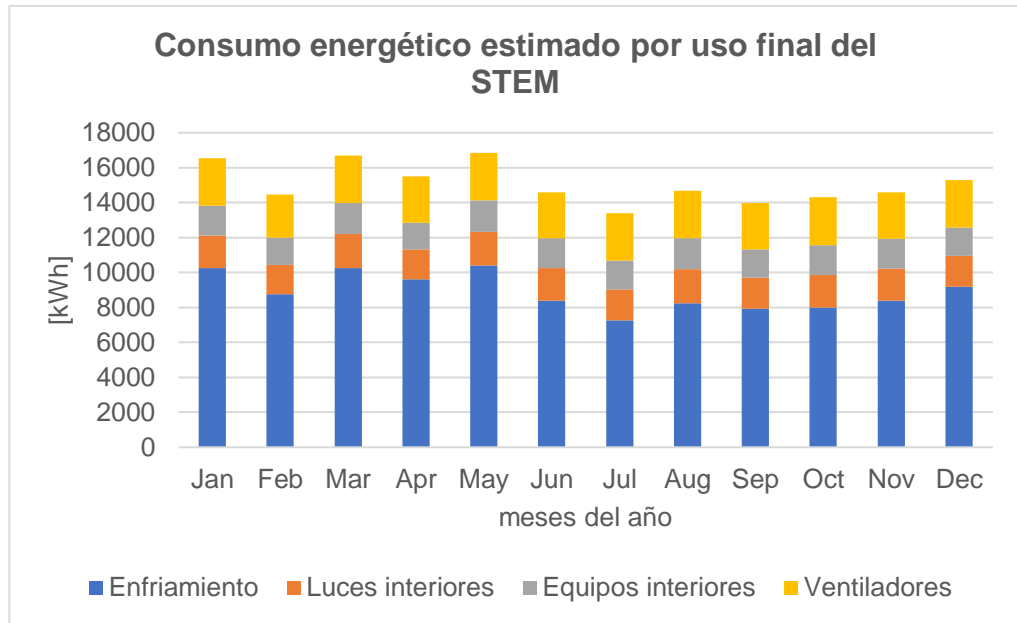




**Figura 3.10 Estimación de la carga de enfriamiento con método CLTD/CLF.**

### 3.2.2 Estimación del consumo de energía eléctrica actual del edificio

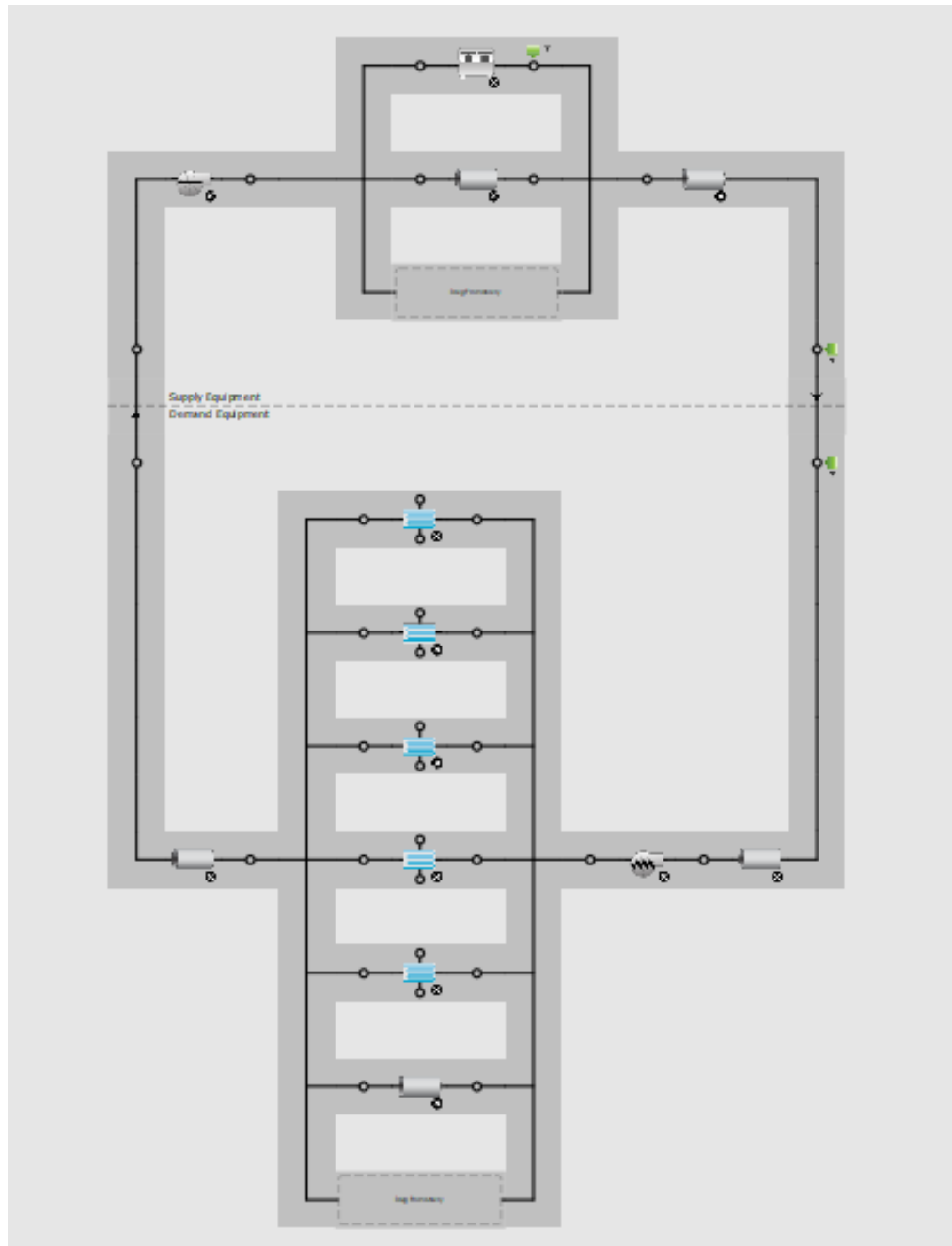
El edificio actualmente no tiene medidor de consumo eléctrico. Para la estimación del consumo eléctrico mensual se obtuvo el listado de las unidades VRF de exteriores e interiores que se encuentran en el edificio. Con las suposiciones de horario, luces y equipos, se estimó la curva de consumo eléctrico por mes durante el primer año de la edificación. En la siguiente gráfica se muestra el consumo eléctrico estimado kWh por mes durante un año.



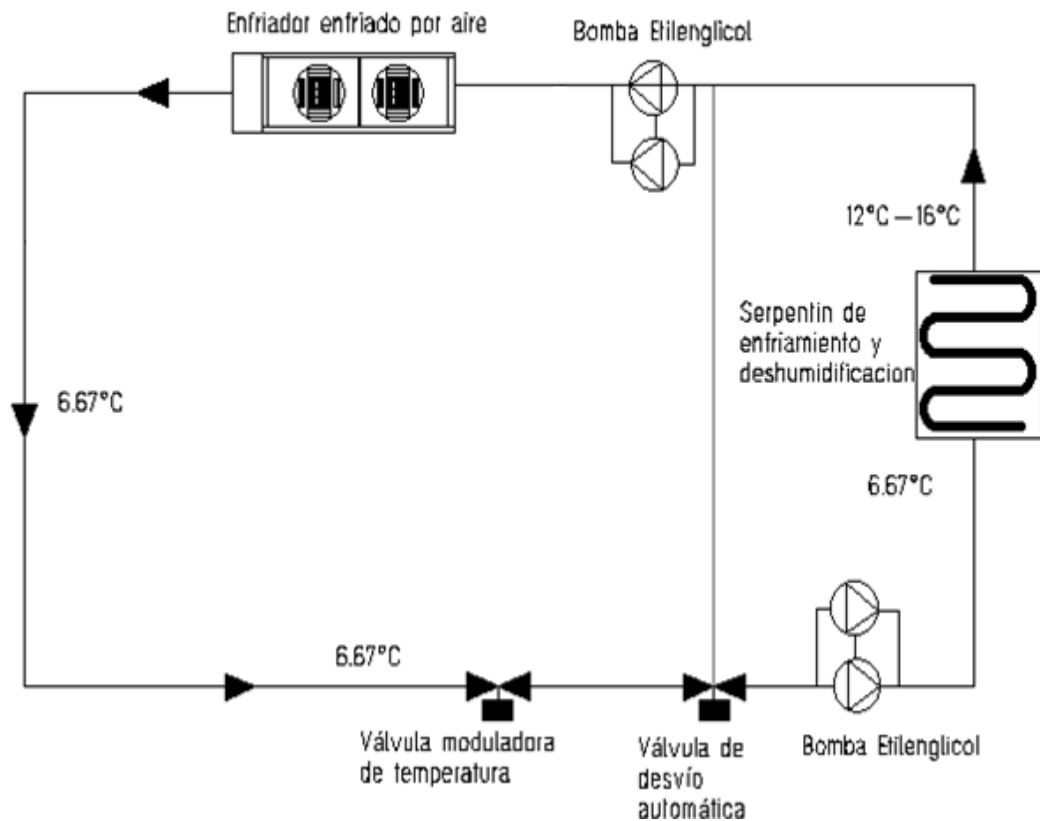
**Figura 3.11 Consumo energético por uso final estimado del STEM.**

### 3.3 Diseño de selección para sistema sin tanque de hielo.

Se construye el circuito del sistema de planta central con tecnología tipo chiller con condensado por aire sin tanque de hielo, como se muestra en la figura 3.17. La figura 3.18 muestra un esquema del diagrama de diseño del sistema.



**Figura 3.12 Sistema de planta tipo chiller condensado por aire.**



**Figura 3.13 Sistema de planta tipo chiller condensado por aire.**

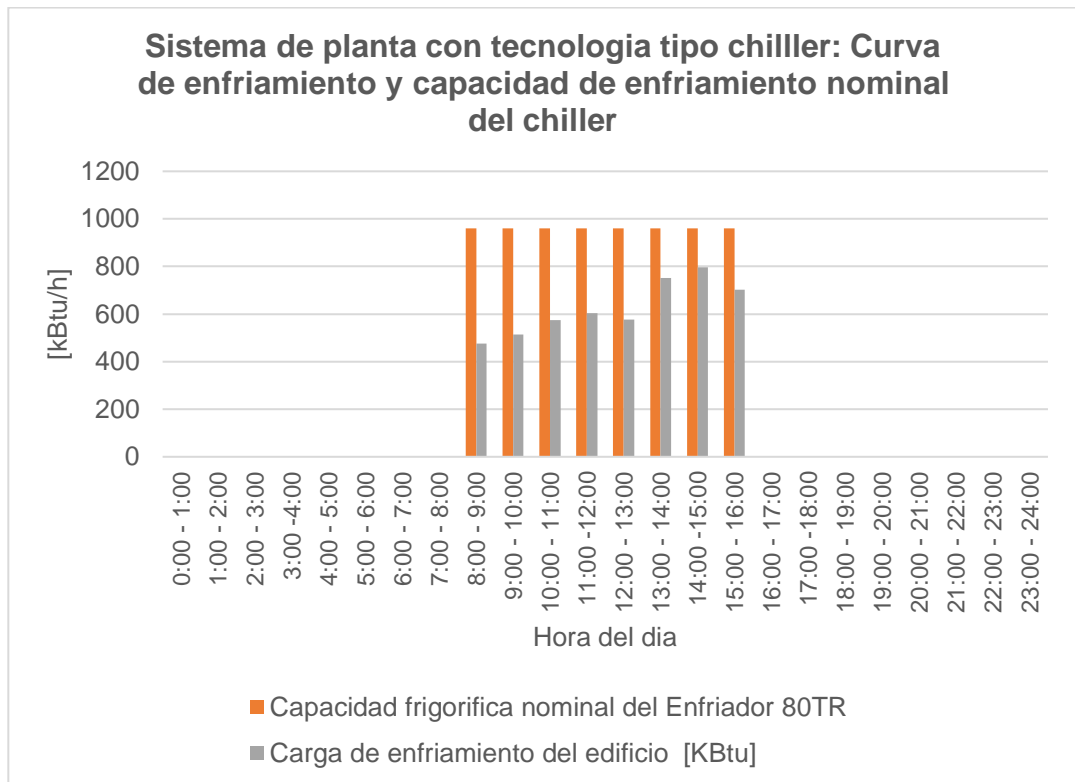
### 3.3.1 Selección preliminar del chiller.

Para la selección del chiller, se recomienda seleccionar con un 20% de factor de seguridad, con respecto al pico máximo de la curva de enfriamiento.

Capacidad mínima del enfriador requerida se la obtiene de la ecuación 2.12,

$$Q[\text{ton/s}] = TH * 1.2 = 67 \left[ \frac{\text{ton}}{\text{h}} \right] * 1.2 = 80 \left[ \frac{\text{ton}}{\text{h}} \right] = 960 \left[ \frac{\text{kBtu}}{\text{h}} \right]$$

El factor de diversidad del sistema, que es la relación entre la carga del enfriamiento del edificio y la capacidad de enfriamiento potencial del sistema, es de 65%. La figura 3.19 muestra la curva de enfriamiento y capacidad de enfriamiento nominal del chiller del diseño preliminar.



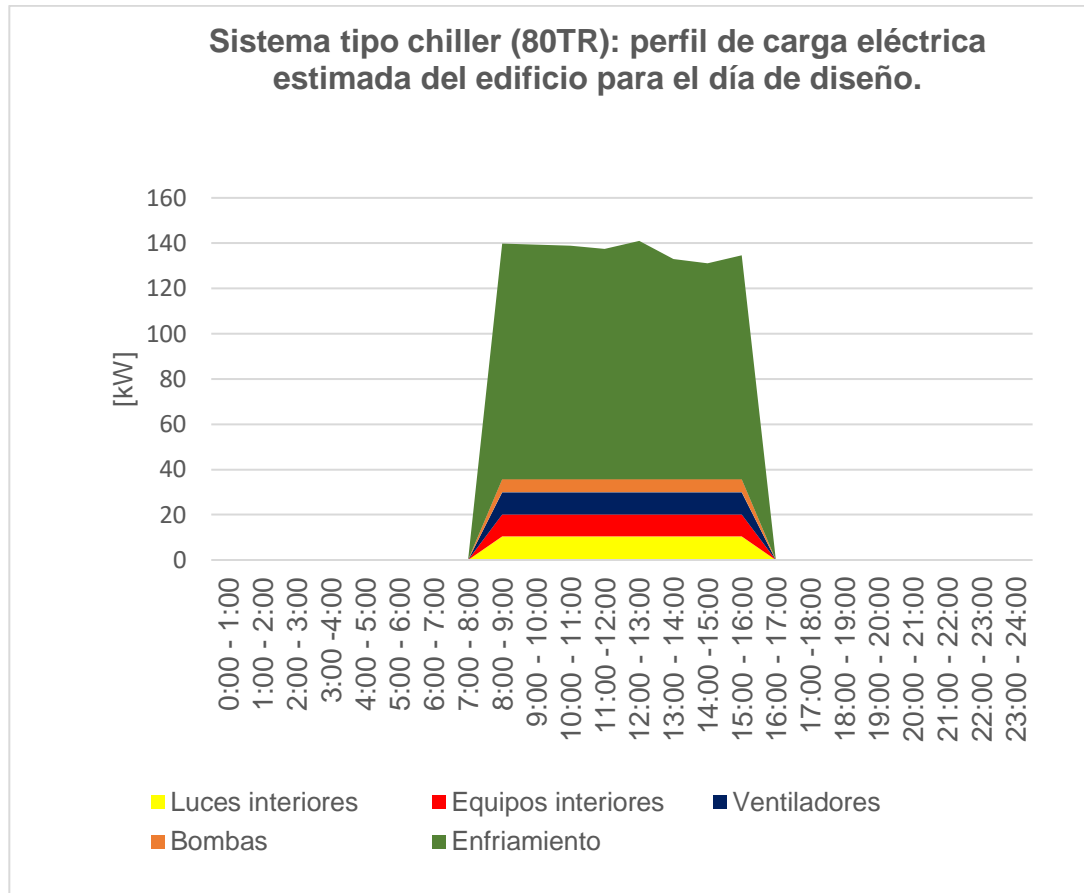
**Figura 3.14 Sistema de planta central tipo chilller condensado por aire.**

### 3.3.2 Estimación de consumo eléctrico de los equipos de climatización.

Se utilizaron los resultados del modelaje para la determinación del consumo eléctrico estimado de equipos de climatización. La figura 3.20 muestra el consumo estimado por bombas, ventiladores, equipos interiores, luces y chiller para el día de diseño.

El consumo eléctrico del chiller depende de los valores de la potencia y energía requerida en las manejadoras de aire. En la simulación, las temperaturas de entrada al chiller para este sistema, son una mínima de 8°C y un promedio de 15°C; y las temperaturas de salida son mínima de 7°C y promedio de 14°C.

La figura 3.20 muestra el perfil de carga eléctrica estimada del edificio para el día de diseño.



**Figura 3.15 Perfil de carga eléctrica estimada del edificio.**

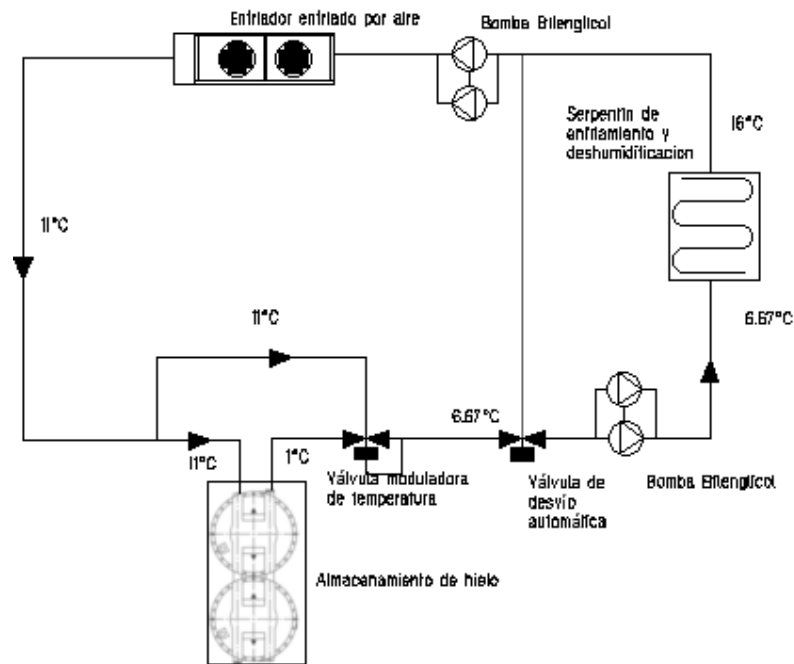
### 3.4 Diseño de selección para el sistema con tanque de hielo.

El fluido de transferencia para este sistema es solución de agua con glicol a base de etileno al 25%. Es muy utilizado en la industria por su baja viscosidad y temperatura de congelación de  $-10^{\circ}\text{C}$  ( $14^{\circ}\text{F}$ ). La figura 3.21 muestra un gráfico del funcionamiento del sistema. La figura 3.22 muestra el esquema del sistema en la simulación.

Se definieron las temperaturas de entrada al chiller y de salida del tanque de hielo, para carga parcial y carga total. Las figuras 3.23, 3.24 y 3.25 muestran cómo se definió lo anteriormente mencionado.

Sistema de planta central tecnología tipo enfriadores condensado por aire con tanque de hielo

Ciclo de Descarga



Ciclo de Carga

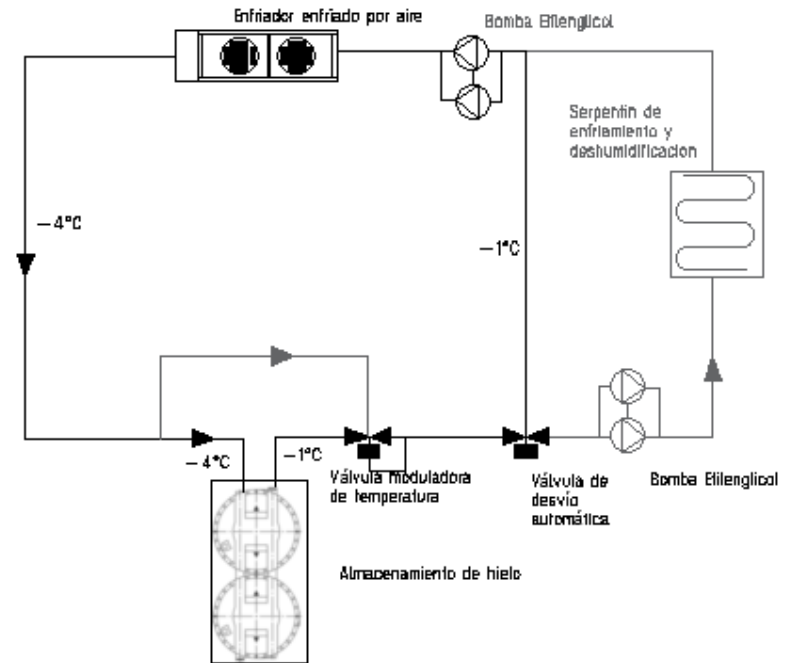


Figura 3.16 Sistema de planta central con tanque de hielo.

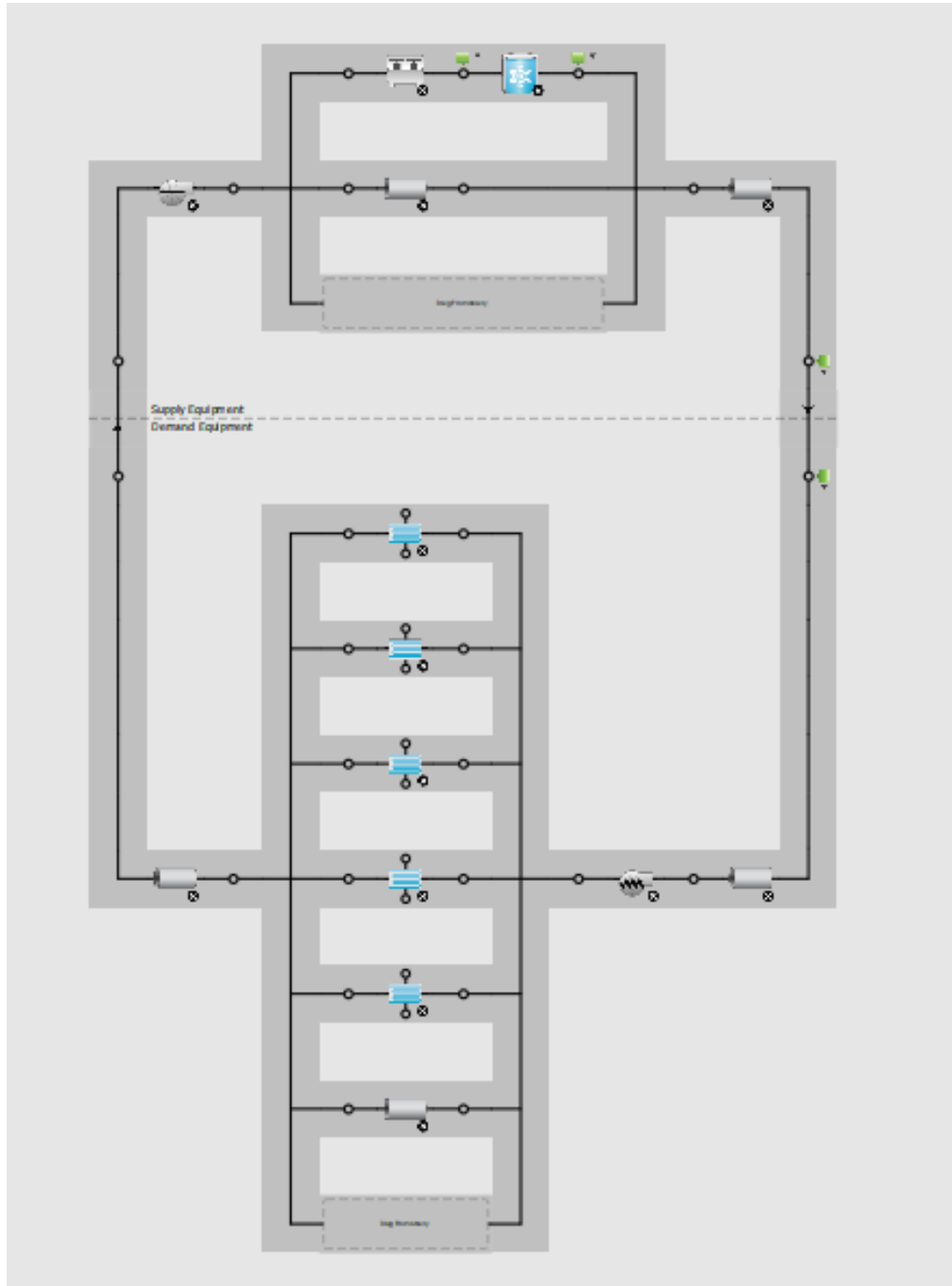
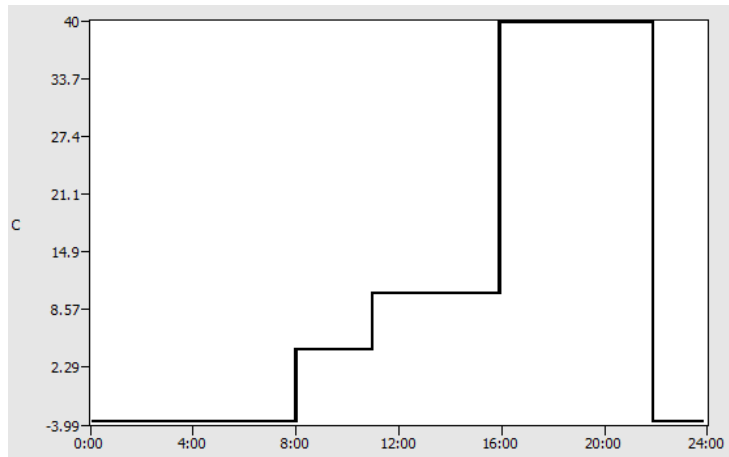
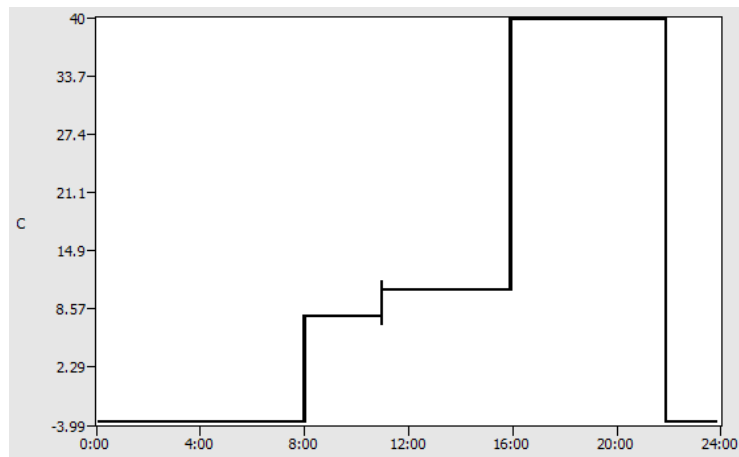


Figura 3.17 Sistema de planta con tanque de almacenamiento térmico.

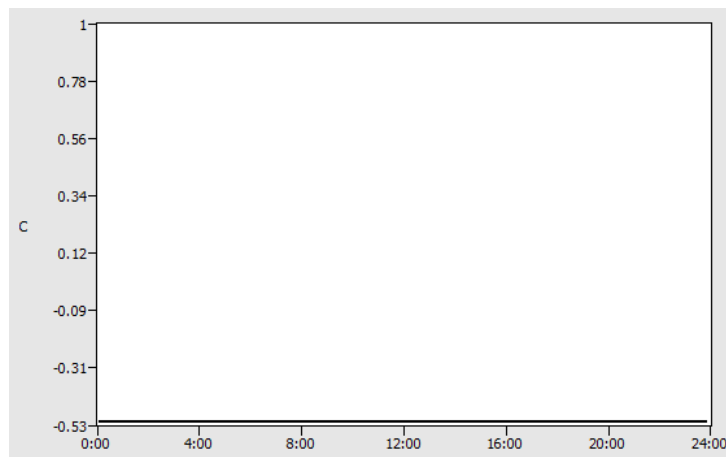




**Figura 3.18 Temperatura de salida del Enfriador en modo parcial.**



**Figura 3.19 Temperatura de salida del Enfriador en modo.**



**Figura 3.20 Temperatura de salida del tanque de hielo modo parcial y total.**

### 3.4.1 Carga parcial

Carga parcial indica que el reservorio de hielo y el chiller funcionaran de manera complementaria durante el acondicionamiento del edificio.

#### 3.4.1.1 Selección preliminar del chiller y capacidad de almacenamiento del tanque para carga parcial.

El período de tiempo disponible para generar hielo en el tanque es decisión del diseñador, para este caso se estableció de 10 horas, desde las 22:00 PM a las 8:00 AM.

Capacidad mínima del chiller

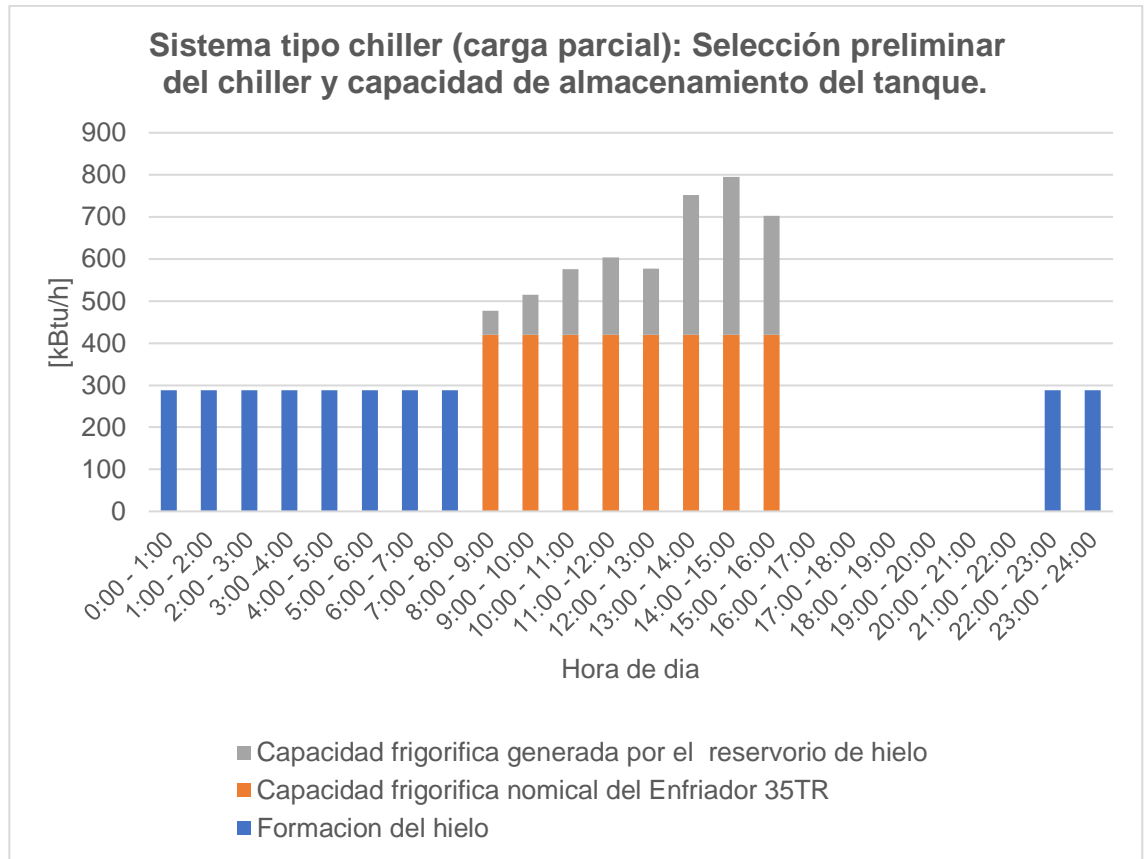
$$Q[\text{ton/h}] = \frac{4996.27 \text{ kBtu}}{70\% * 10 + 8} = 333 \left[ \frac{\text{kBtu}}{\text{h}} \right] = 27.75[\text{ton/h}]$$

El chiller debe tener una capacidad mínima de 333 [kBtu/h]. Con el factor de seguridad se escoge uno con capacidad del chiller de 420 [kBtu/h] (35 [ton/h]).

Capacidad de enfriamiento neta del tanque:

$$\begin{aligned} Q'[\text{ton h}] &= Q[\text{ton/h}] * \% * t_{ice}[\text{h}] = 35[\text{ton/h}] * 0.7 * 10[\text{h}] = 240[\text{ton h}] \\ &= 2880 [\text{kBtu/h}]. \end{aligned}$$

La figura 3.26 muestra la capacidad nominal del chiller y la contribución del almacenador de hielo en la curva de enfriamiento. Este diseño preliminar se ajusta a la carga de enfriamiento un 80% (factor de diversidad).



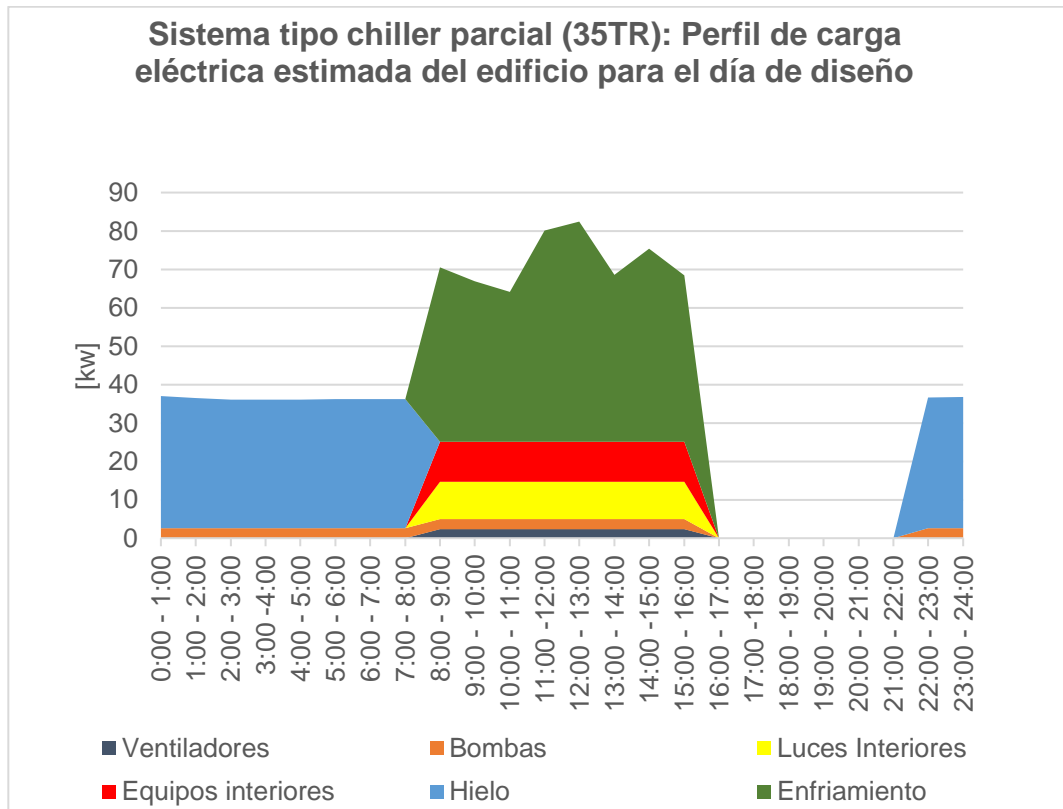
**Figura 3.21 Sistema tipo chiller (carga parcial).**

### 3.4.1.2 Estimación del consumo eléctrico de los equipos de climatización del sistema central tipo chiller enfriado por aire con tanque de hielo a carga parcial.

El tanque de hielo con un chiller de 35 TR nominal, 10 horas de carga y 8 de descarga, tiene una capacidad de enfriamiento neto de 240 [ton h] (2880 [kBtu h]), con una descarga instantánea máxima de 24 [ton/h] (288 [kBtu/h]); estos valores se encuentran en las tablas entregadas por el proveedor. Con lo que respecta a los valores entregados por la simulación hay una pérdida de energía térmica del tanque de 50400 kBtu por año. Esta pérdida anual se puede reducir con una apropiada estrategia de sistema de control que permita al sistema priorizar el uso del chiller o del tanque de hielo en función de los cambios estacionales y cambios en la ocupación del edificio.

Se utilizó los resultados del modelaje para la determinación del consumo eléctrico de equipos de climatización. La figura 3.27 muestra el consumo estimado por bombas, ventiladores, equipos interiores, luces y del chiller, para

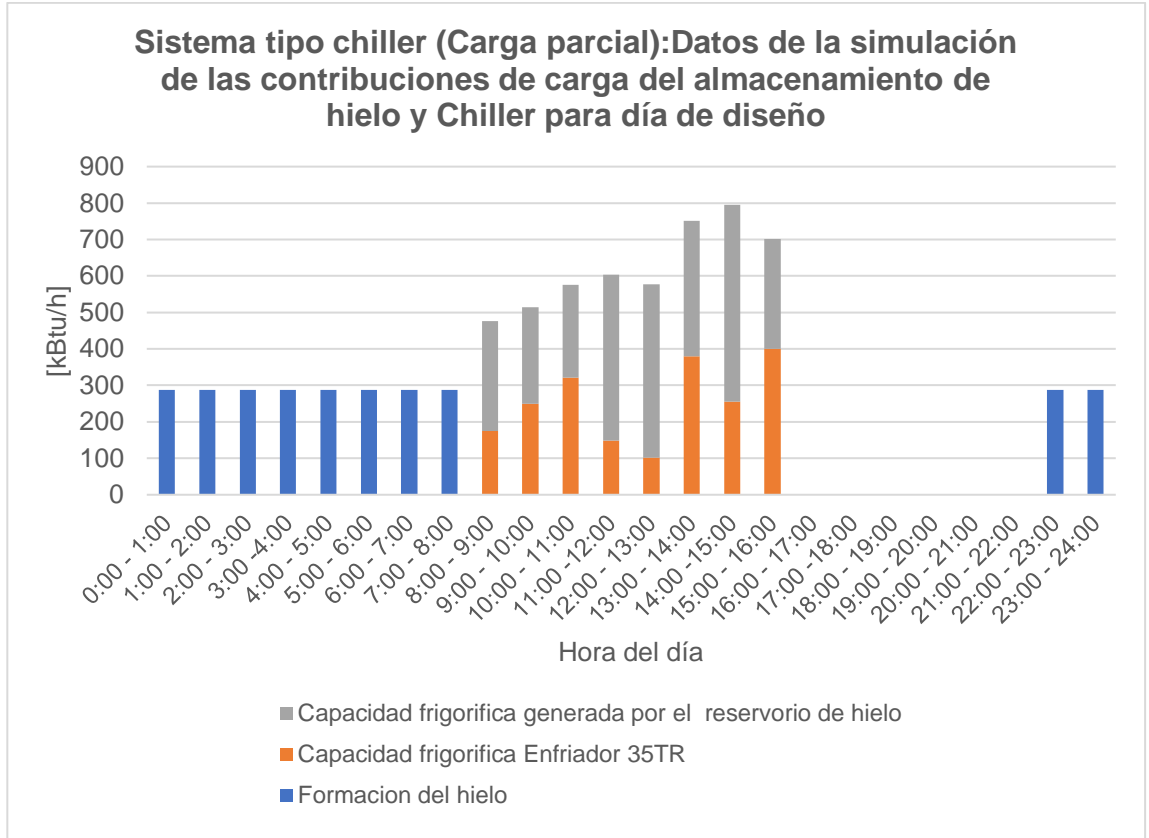
el día de diseño. En la figura 3.28 y en la tabla 3.7 se muestra un valor promedio por hora de la capacidad de enfriamiento utilizada del tanque y el enfriamiento aportado por el chiller. El diseño simulado funciona relativamente similar al diseño preliminar. El software nos entrega una apropiada estrategia de operación que permite al sistema priorizar el uso del chiller a carga parcial o del tanque de hielo, en función del cambio estacional y cambios en la ocupación del edificio. En esta tabla anteriormente mencionada, se muestra como la temperatura del equipo varía en el día, hay que tomar en cuenta que los cambios de temperatura están en función de la curva de enfriamiento y del inventario del hielo (el volumen de hielo se va reduciendo).



**Figura 3.22 Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (Carga parcial).**

**Tabla 3.7 Contribuciones de carga de almacenamiento de hielo.**

<b>Sistema de planta tipo chiller con tanque de hielo (parcial): Contribuciones de carga de almacenamiento y chiller de día de diseño y temperaturas del refrigerante de salida (LCT)</b>							
<b>Estimación Carga de enfriamiento del edificio [kBtu] (O.S.)</b>		<b>Chiller 35TR [kBtu]</b>	<b>Almacenamiento de hielo, [kBtu]</b>	<b>Inventario del almacenamiento</b>	<b>Temperatura de retorno del circuito primario, °C</b>	<b>Temperatura a la salida del chiller 35RT, °C</b>	<b>Temperatura de salida del almacenamiento del hielo, °C</b>
0:00 - 1:00	0	288	288	864	-	-4	-0.5
1:00 - 2:00	0	288	288	1152	-	-4	-0.5
2:00 - 3:00	0	288	288	1440	-	-4	-0.5
3:00 - 4:00	0	288	288	1728	-	-4	-0.5
4:00 - 5:00	0	288	288	2016	-	-4	-0.48921
5:00 - 6:00	0	288	288	2304	-	-4	-0.5
6:00 - 7:00	0	288	288	2592	-	-4	-0.5
7:00 - 8:00	0	288	288	2880	-	-4	-0.5
8:00 - 9:00	476	175	-298	2582.22	5.93	3.89	0.50
9:00 - 10:00	515	249	-259	2322.87	6.79	3.89	0.50
10:00 - 11:00	575	321	-245	2078.08	7.61	3.89	0.50
11:00 - 12:00	603	148	-467	1611.28	11.81	10.10	4.71
12:00 - 13:00	577	102	-242	1369.28	11.28	10.10	5.17
13:00 - 14:00	751	380	-413	955.93	15.29	10.91	6.56
14:00 - 15:00	796	256	-493	462.98	13.06	10.10	4.52
15:00 - 16:00	702	400	-282	180.98	14.72	10.10	6.49
16:00 - 17:00	0	0	0	-	-	-	-
17:00 - 18:00	0	0	0	-	-	-	-
18:00 - 19:00	0	0	0	-	-	-	-
19:00 - 20:00	0	0	0	-	-	-	-
20:00 - 21:00	0	0	0	-	-	-	-
21:00 - 22:00	0	0	0	-	-	-	-
22:00 - 23:00	0	288	288	288	-0.138962	-3.72156	-0.5
23:00 - 24:00	0	288	288	576	-0.440019	-4	-0.5



**Figura 3.23 Datos de la simulación de las contribuciones de carga.**

### 3.4.2 Carga Total

Carga total quiere decir que el tanque de hielo se encarga de la carga de enfriamiento del edificio durante un tiempo sin la ayuda del chiller.

#### 3.4.2.1 Selección preliminar del enfriador y capacidad de almacenamiento del tanque.

Se estimó la capacidad nominal mínima del chiller y el tanque de hielo, tomando en cuenta el perfil de carga del edificio, un tiempo máximo de carga del hielo de 10 horas y un tiempo máximo de descarga de 8, pero se espera el tanque se ocupe de las 6 primeras horas de operación de la edificación.

Capacidad mínima del enfriador

$$Q[\text{ton/h}] = \frac{4996.27 \text{ kBTu}}{70\% * 10 + 2} = 555 \left[ \frac{\text{kBTu}}{\text{h}} \right] = 46.26 [\text{ton/h}]$$

El chiller debería tener una capacidad mínima de 555 [kBtu/h] (46.26 [ton/h]). Tomando en consideración un 20% de factor de seguridad al seleccionar el chiller. Se obtuvo un chiller de capacidad nominal de 624 [kBtu/h] (52 [ton/h]). Un chiller de esta capacidad solo puede generar 429.6 [kBtu/h] (35.8 [ton/h]) por hora de carga.

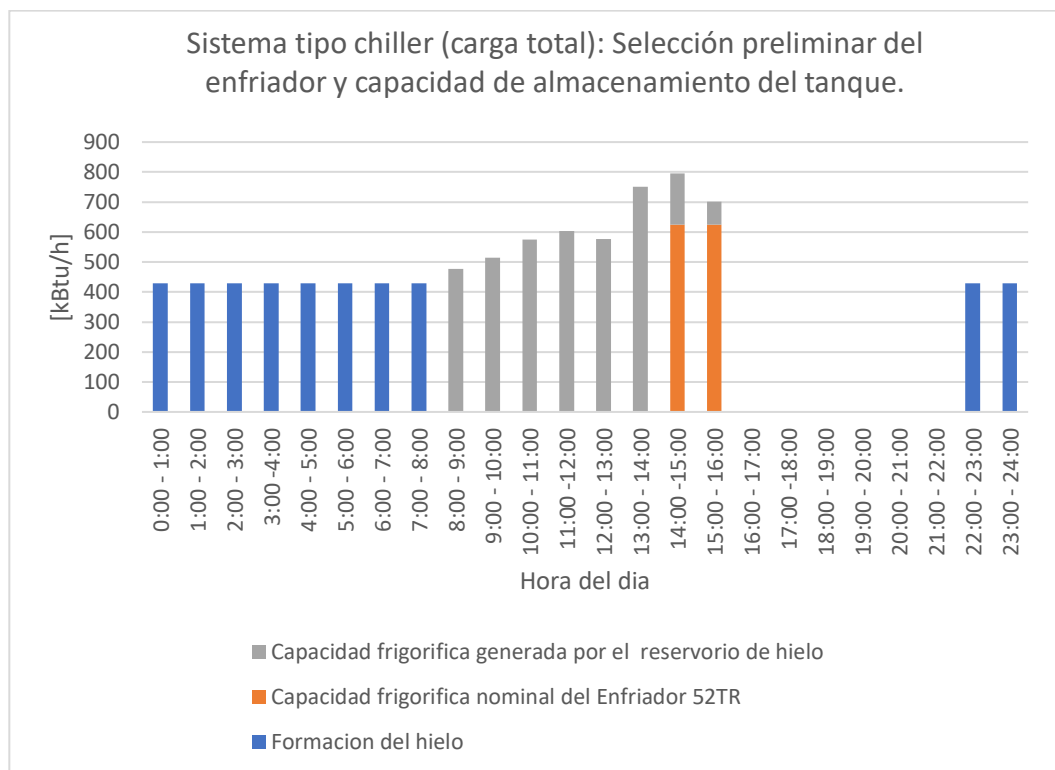
Para la capacidad que debe tener el tanque de hielo, tenemos:

$$Q' [ton h] = Q [ton] * \% * t_{ice} [h] = 35.8 [ton] * 10 [h] = 358 [ton h]$$

$$= 4296 [kBtu h].$$

La figura 3.29 muestra los valores estimados del tamaño mínimo del chiller y la contribución del almacenador de hielo a la curva de enfriamiento del edificio.

Para el diseño preliminar el factor de diversidad es del 90%.



**Figura 3.24 Sistema tipo chiller (carga total): Selección preliminar del enfriador.**

### **3.4.2.2 Estimación de consumo eléctrico de los equipos de climatización del sistema central tipo chiller enfriado por aire con tanque de hielo para carga total.**

El tanque de hielo tiene una capacidad de enfriamiento neto con un chiller de 52 TR nominal, 10 horas de carga y 8 de descarga de 358 [ton h] (4296 [kBtu h]), con una descarga instantánea máxima de 35.8 [ton/h] (429.6 [kBtu/h]).

Los valores dados por el software dieron una pérdida de energía térmica del tanque de 995 ton por año, este valor es menor que para carga parcial, esto se debió a la estrategia de operación.

En la figura 3.30 se muestra el valor promedio por hora de la capacidad de enfriamiento utilizada del tanque. El diseño simulado no se comporta como el diseño preliminar, ya que solo se encarga en su totalidad las tres primeras horas de funcionamiento en el día de diseño, sin embargo, durante las horas restantes, continúa aportando energía térmica.

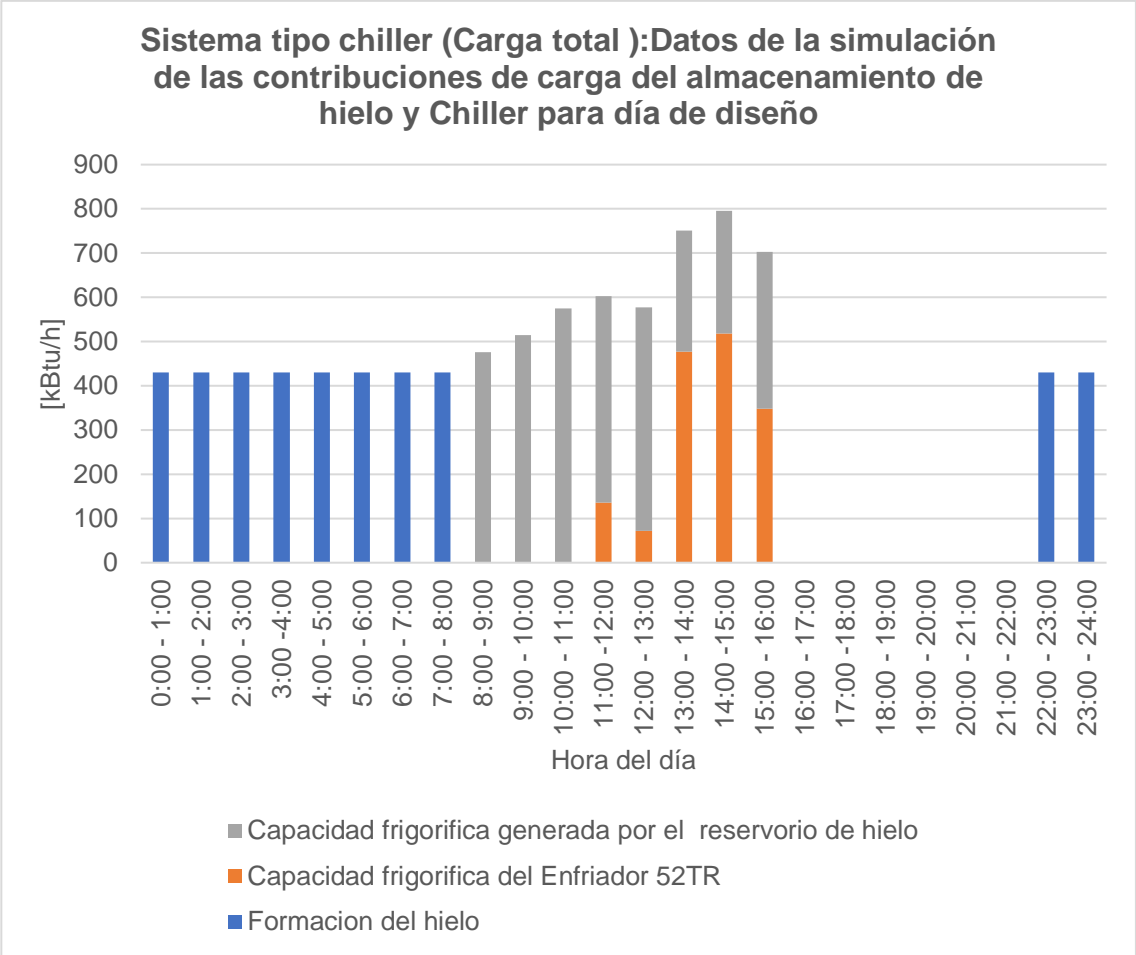
La figura 3.31 muestra el consumo estimado por bombas, ventiladores, equipos interiores, luces y del chiller, para el día de diseño, obtenidos de la simulación.

La tabla 3.8 contiene los valores obtenidos en la simulación de las contribuciones de carga de almacenamiento de hielo a carga total y Chiller de día de diseño, y las temperaturas de salida del refrigerante (LCT).

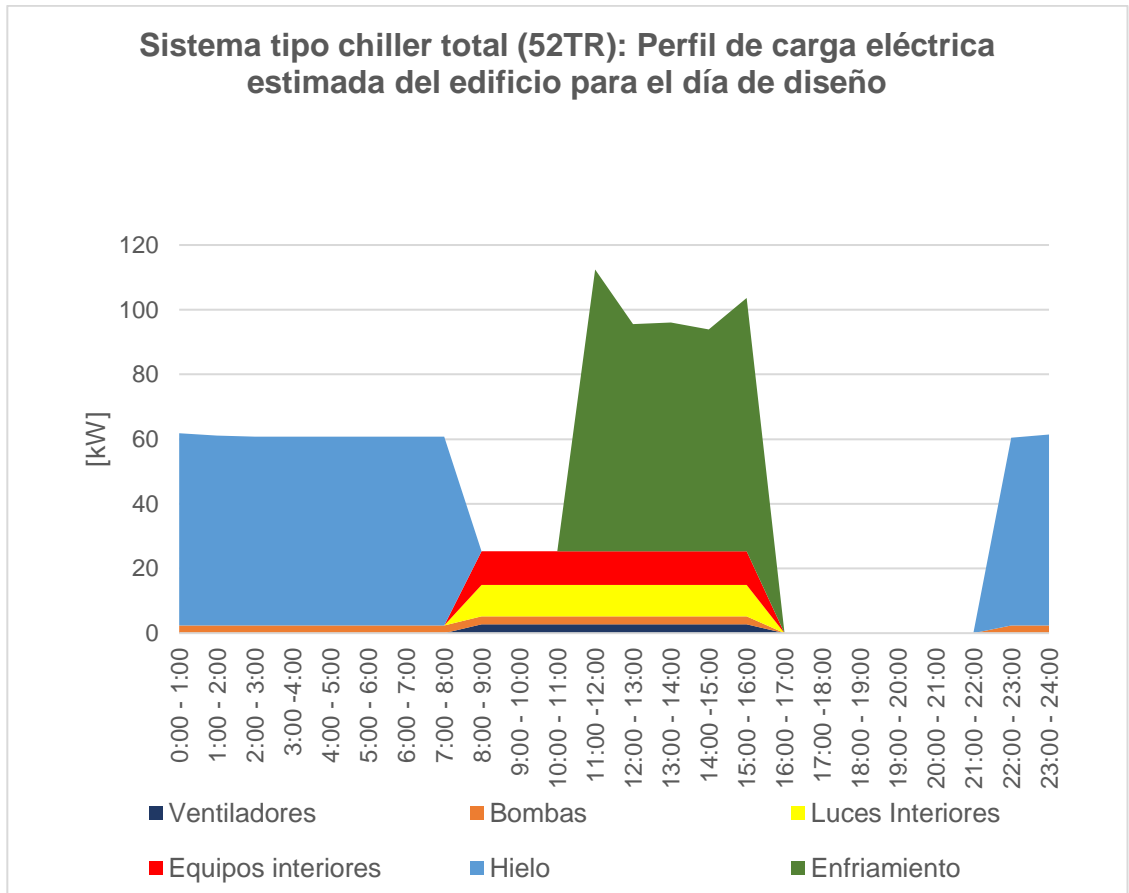


**Tabla 3.8 Sistema central tipo chiller con tanque de hielo (carga total).**

<b>Sistema de planta tipo chiller con tanque de hielo (carga total): Contribuciones de carga de almacenamiento y chiller de día de diseño y temperaturas del refrigerante de salida (LCT)</b>							
<b>Estimación Carga de enfriamiento del edificio [kBtu] (O.S.)</b>		<b>Chiller 52TR [kBtu]</b>	<b>Almacenamiento de hielo, [kBtu]</b>	<b>Inventario del almacenamiento</b>	<b>Temperatura de retorno del circuito primario, °C</b>	<b>Temperatura la salida del chiller 35RT, °C</b>	<b>Temperatura de salida del almacenamiento de hielo, °C</b>
0:00 - 1:00	0	429.00	429.60	1288.80	-	-4.00	-0.50
1:00 - 2:00	0	429.00	429.60	1718.40	-	-4.00	-0.50
2:00 - 3:00	0	429.00	429.60	2148.00	-	-4.00	-0.50
3:00 -4:00	0	429.00	429.60	2577.60	-	-4.00	-0.50
4:00 - 5:00	0	429.00	429.60	3007.20	-	-4.00	-0.50
5:00 - 6:00	0	429.00	429.60	3436.80	-	-4.00	-0.46
6:00 - 7:00	0	429.00	429.60	3866.40	-	-4.00	-0.50
7:00 - 8:00	0	429.00	429.60	4296.00	-	-4.00	-0.50
8:00 - 9:00	476	0	-476.00	3820.00	6.35	6.35	0.50
9:00 - 10:00	515	0	-513.00	3307.00	7.98	7.96	1.86
10:00 - 11:00	575	0	-429.00	2878.00	10.79	9.10	4.46
11:00 -12:00	603	136.38	-333.00	2545.00	16.74	11.59	9.28
12:00 - 13:00	577	71.78	-307.00	2238.00	13.75	11.59	7.92
13:00 - 14:00	751	476.70	-263.00	1975.00	17.21	11.59	7.68
14:00 -15:00	796	518.02	-518.00	1457.00	14.8	11.59	6.22
15:00 - 16:00	702	348.25	-222.00	1235.00	17.13	11.59	8.65
16:00 - 17:00	0	0	0	0	-	-	-
17:00 -18:00	0	0	0	0	-	-	-
18:00 - 19:00	0	0	0	0	-	-	-
19:00 - 20:00	0	0	0	0	-	-	-
20:00 - 21:00	0	0	0	0	-	-	-
21:00 - 22:00	0	0	0	0	-	-	-
22:00 - 23:00	0	429.60	429.6	429.60	-0.08	-4.00	-0.50
23:00 - 24:00	0	429.60	429.6	859.20	-0.44	-4.00	-0.50



**Figura 3.25 Sistema tipo chiller (Carga total): Datos de la simulación.**



**Figura 3.26 Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (Carga total).**

### 3.5 Sistema VRF

La figura 3.32 muestra la caracterización del sistema VRF en el software. Cada unidad exterior se encarga de una o dos zonas térmicas.

En la figura 3.33 se representa el perfil de carga eléctrica estimado del edificio para el día de diseño. Los valores graficados fueron obtenidos de la simulación.

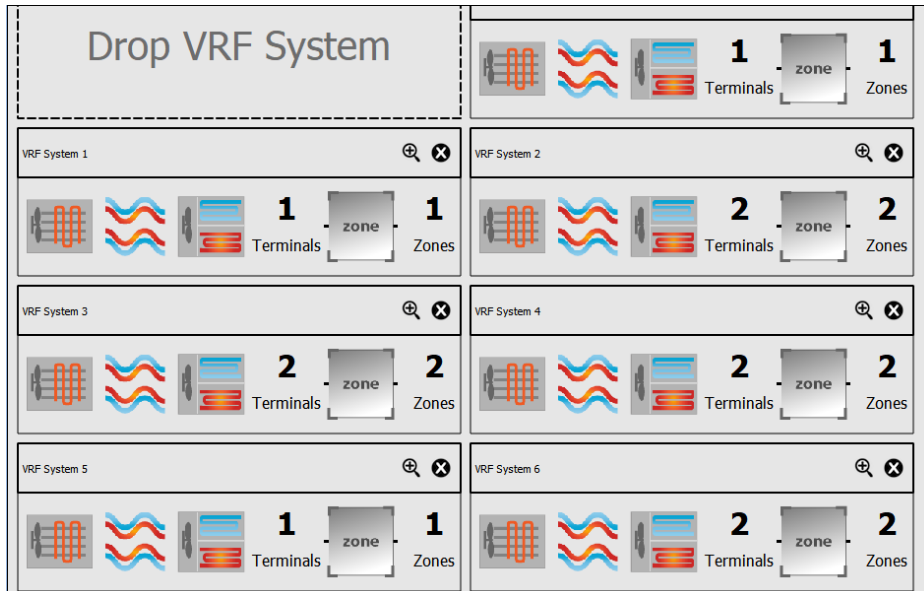


Figura 3.27 Caracterización del sistema VRF.

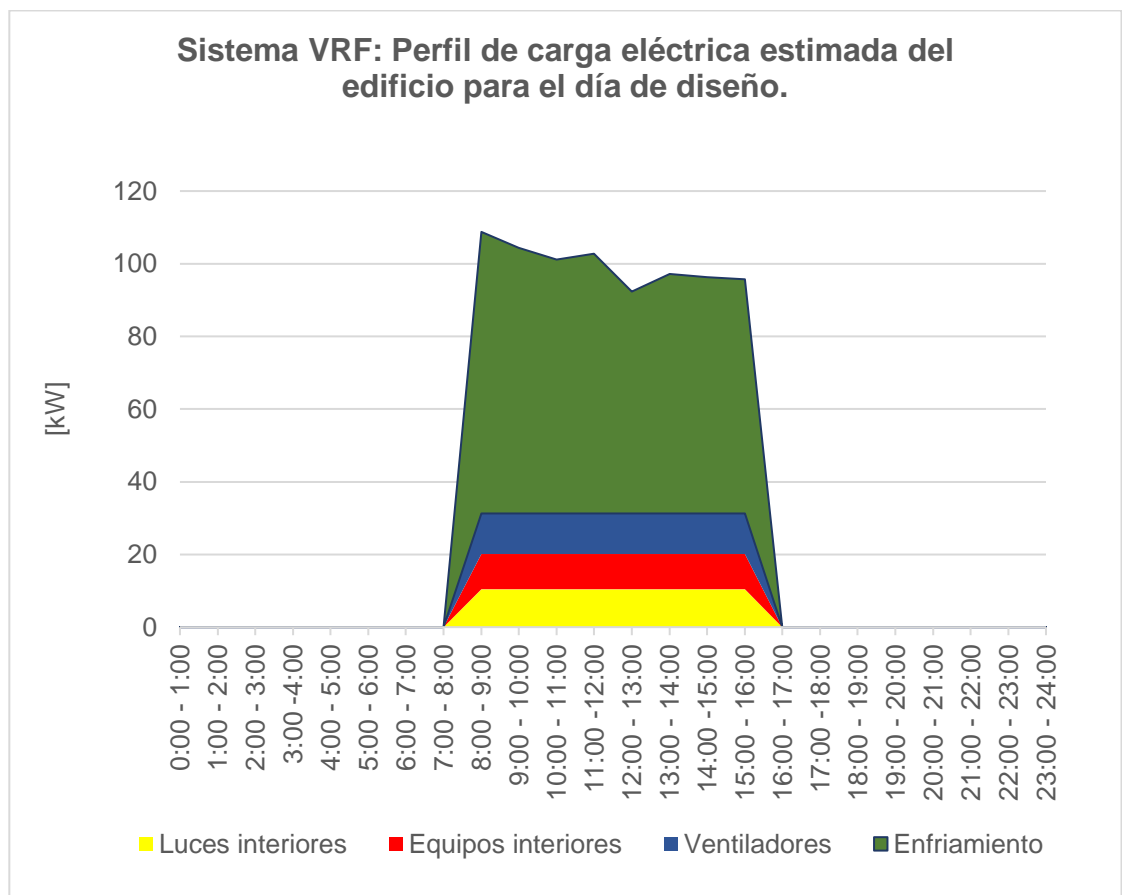


Figura 3.28 Sistema VRF: Perfil de carga eléctrica estimada.

### 3.6 Estimación del consumo de energía eléctrica por climatización.

Revisando los resultados obtenidos en las figuras 3.20, 3.27, 3.31 y 3.33 se resume el consumo eléctrico destinado a los equipos para climatización de los distintos sistemas simulados y en el día de diseño. Con respecto al sistema VRF se estima un aumento del consumo eléctrico del 18% para parcial, del 38% para el total y 32% para la línea base.

En la figura 3.34 se encuentran el consumo eléctrico anual estimado de los cuatros sistemas simulados; los valores pertenecen al software.

El consumo anual de electricidad, con respecto al sistema VRF se estimó un aumento del 27% para carga parcial, de 42% para carga total y 52% para la línea base. Debido a que los sistemas con tanque se redistribuye la energía hacia otras franjas tarifarias. El costo anual por climatización con respecto al VRF aumenta para carga parcial del 12%, para carga total 27% y para la línea base 52%.

La característica de funcionamiento de los chiller de los tres sistemas se encuentra en la tabla 3.10 obtenido del catálogo de máquina. Como se observa en la tabla anteriormente mencionada el consumo eléctrico del chiller depende de los valores de potencia y energía requerida en las manejadoras de aire, para un rango de temperatura del evaporador y condensador; estas temperaturas varían en función del cambio estacional.

La figura 3.35 muestra el costo de equipos y consumo eléctrico para un año.

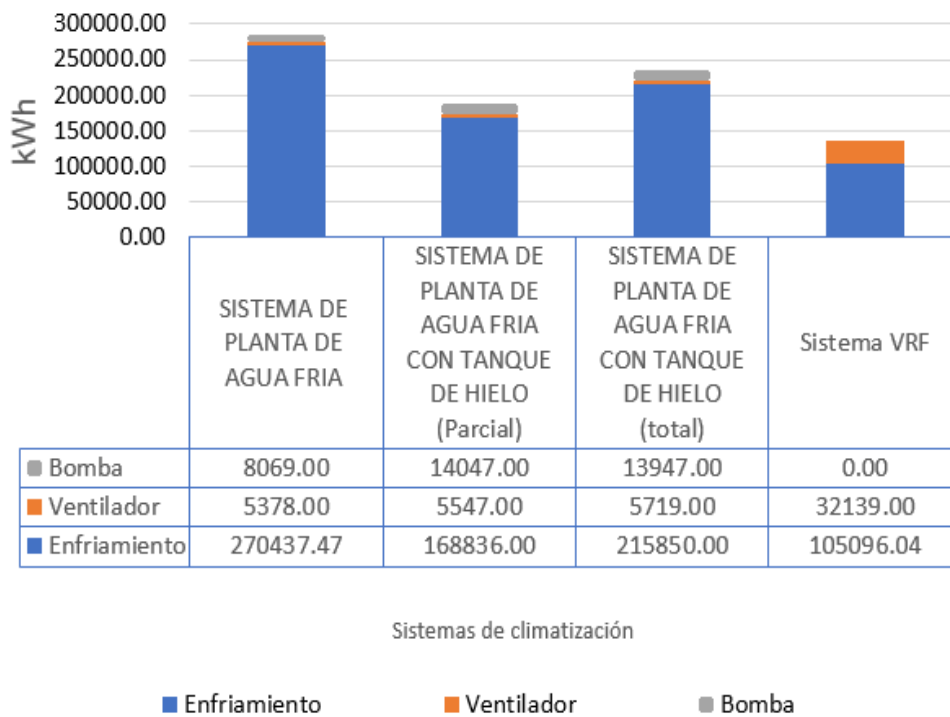
El cálculo y resultados del dimensionamiento de bombas primarias y secundarias están en el **apéndice IV**.

En el **apéndice V** se encuentra la **cotización de los equipos** de climatización de los sistemas, para el sistema de línea base se tiene un valor de \$199060, para el sistema a carga parcial \$196060, para el sistema a carga total \$255960, y por último para el sistema VRF se tiene \$248698.46.

**Tabla 3.9 Consumo eléctrico estimado de equipos de climatización**

Día de diseño	Período Pico On-Peak [kWh]	Período valle Off-Peak [kWh]
Sistema de planta de agua fría	934.35	0.00
Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (carga parcial)	415.37	364.00
Sistema de planta de agua fría con tanque de hielo (carga total)	416.52	608.83
Sistema VRF	637.39	0.00

Consumo eléctrico estimado anual de los equipos de climatización para los diferentes sistemas



**Figura 3.29 Consumo Eléctrico Anual de los equipos de climatización.**

Costo estimado del consumo eléctrico destinados a los equipos de climatización de los diferentes sistemas.

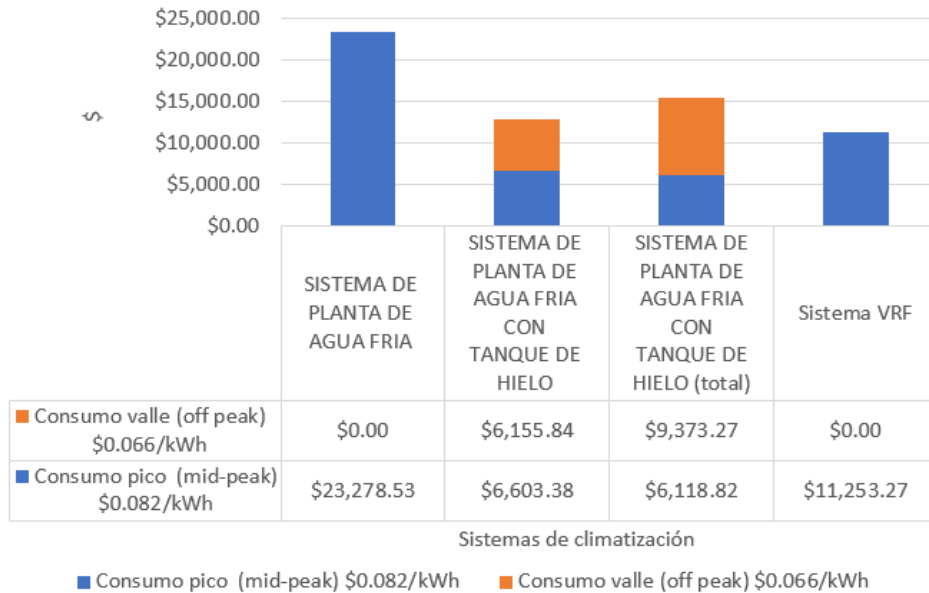


Figura 3.30 Costo estimado del consumo eléctrico de equipos de climatización.

Estimación de gastos operativos anual por climatización

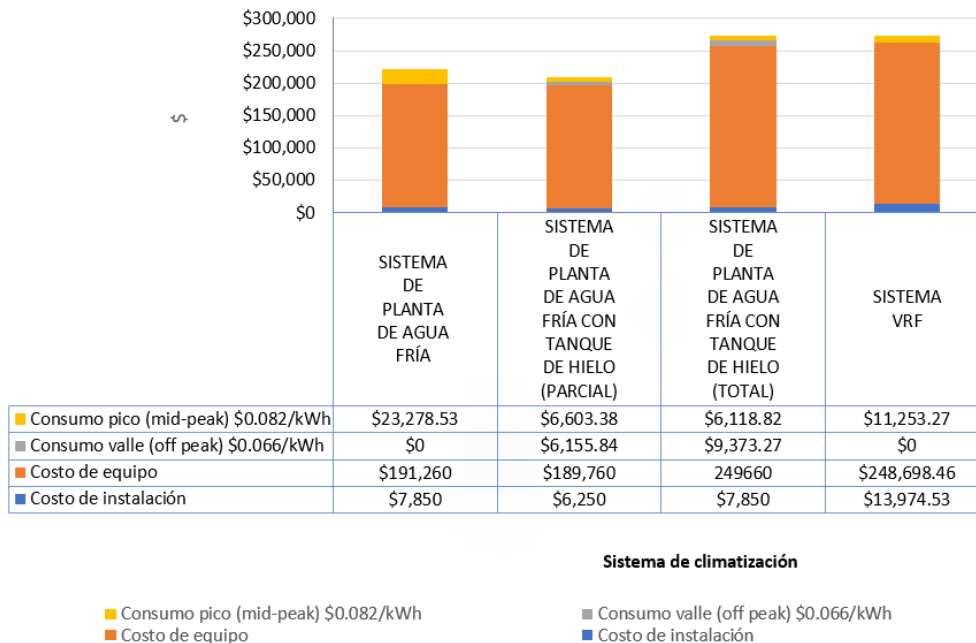


Figura 3.31 Comparación de costo anual para el sistema de climatización.

**Tabla 3.10 Característica de funcionamiento del chiller.**

Temperatura de salida del evaporador °C	Tamaño de la Unidad	Temperatura ambiente del condensador °C											
		29			35			40			46		
		Tons	Kw entrada (solo compresor)	EER	Tons	Kw entrada	EER	Tons	Kw entrada	EER	Tons	Kw entrada	EER
5	35	34.1	36	11.4	32	39.5	9.7	29.7	43.4	8.2	27.4	47.6	6.9
	40	39.1	41.6	11.3	36.9	45.4	9.8	34.4	49.6	8.3	31.7	54.2	7
	52	51.3	54.8	11.2	47.9	60	9.6	44.4	65.8	8.1	40.7	71.9	6.8
	80	80.5	80.9	11.9	75.6	89.2	10.2	70.3	98.3	8.6	64.8	108.1	7.2
7	35	35.3	36.3	11.7	33.1	39.8	10	30.7	43.7	8.4	28.3	47.9	7.1
	40	40.6	42	11.6	38.2	45.8	10	35.6	50	8.6	32.9	54.6	7.2
	52	53	55.4	11.5	49.5	60.6	9.8	45.9	66.3	8.3	42	72.5	7
	80	83.3	81.6	12.2	78.2	89.9	10.4	72.7	99	8.8	67.1	108.8	7.4
8	35	36.4	36.6	11.9	34.2	40.2	10.2	31.8	44	8.7	29.3	48.2	7.3
	40	42	42.4	11.9	39.6	46.2	10.3	36.9	50.4	8.8	34.1	55	7.4
	52	54.7	56	11.7	51.1	61.2	10	47.4	66.9	8.5	43.4	73	7.1
	80	86.1	82.4	12.5	80.8	90.7	10.7	75.2	99.8	9	69.3	109.6	7.6
9	35	37.6	37	12.2	35.3	40.5	10.4	32.8	44.4	8.9	30.3	48.5	7.5
	40	43.5	42.9	12.2	41	46.7	10.5	38.2	50.8	9	35.3	55.4	7.6
	52	56.5	56.6	12	52.8	61.8	10.2	48.9	67.5	8.7	44.8	73.5	7.3
	80	88.9	83.1	12.8	83.5	91.5	11	77.7	100.6	9.3	71.6	110.3	7.8
10	35	38.8	37.3	12.5	36.4	40.8	10.7	33.9	44.7	9.1	31.3	48.8	7.7
	40	45	43.3	12.5	42.4	47.1	10.8	39.6	51.3	9.3	36.5	55.8	7.9
	52	58.2	57.2	12.2	54.4	62.4	10.5	50.4	68	8.9	46.3	74	7.5
	80	91.8	83.9	13.1	86.2	92.2	11.2	80.2	101.3	9.5	74	111.1	8



# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- El cálculo de carga obtenido mediante la simulación en Open Studio se aproxima al cálculo obtenido mediante el método CLTD/CLF con un 5% de diferencia.
- Por medio de la simulación se pudo determinar que la carga de enfriamiento necesaria para climatizar el edificio fue de 80 TR y la temperatura de enfriamiento del agua fue  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- El sistema de flujo de refrigerante variable VRF es el sistema con menor consumo eléctrico de los sistemas analizados, sin embargo, la inversión inicial por equipo es la segunda más alta de los cuatro sistemas.
- El sistema de planta con tecnología tipo chiller con reservorio térmico, permite una reducción de la capacidad nominal del chiller entre el 40% y 60% del valor del pico de requerimiento de la curva de enfriamiento del edificio.
- Añadir un reservorio de hielo permite a los equipos operar en horario donde la tarifa eléctrica es menor y usar la energía almacenada cuando la tarifa es mayor.
- El software nos entrega una apropiada estrategia de operación que permite al sistema priorizar el uso del chiller o del tanque de hielo, en función del cambio estacional y cambios en la ocupación del edificio.
- Un buen diseño de estos sistemas con almacenamiento de hielo reduce el costo de operación sin afectar la capacidad de enfriamiento del sistema, e incluso reduce los costos de inversión debido a que se da la posibilidad de reducir el tamaño de los equipos.

- Otras de las ventajas del reservorio térmico es que para los días en que la carga es menor, en el sistema tipo chiller sin tanque de hielo, el chiller trabajaría a menor capacidad; pero para el sistema con tanque de hielo podría estar trabajando a su capacidad máxima. Esto reduce el porcentaje del sobredimensionamiento del sistema.
- La modernización con almacenamiento de hielo tiene sentido y produce un retorno de la inversión provechoso, con plazo de recuperaciones entre dos y cinco años, lo que lo hace interesante para futuros clientes.
- Este tipo de sistema de almacenamiento térmico tiene sentido cuando existe cambio de tarifa, sin embargo, en el presente proyecto este cambio de tarifa es mínima.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Se recomienda durante el diseño preliminar del sistema evitar que, en la capacidad neta de enfriamiento del tanque de hielo, no exista un agotamiento prematuro del hielo.
- El método de carga parcial es el más recomendado porque hay menos riesgo que se quede sin hielo durante la operación y se máxima el ahorro operacional porque la capacidad nominal requerida del chiller es menor que en carga total.
- Establecer de manera correcta en la simulación los parámetros de temperatura de salida del chiller y del tanque, y la temperatura de entrada de las manejadoras de aire (UMAS).
- Dado que en los equipos con tecnología tipo chiller la temperatura que sale es variable durante el día, conforme varía la curva de enfriamiento y el inventario de hielo vaya disminuyendo. Se recomienda revisar los valores del programa en modo parcial y total con el fin de verificar que los equipos funcionan acorde al diseño preliminar y que la selección del almacenamiento haya sido la adecuada.

- Se recomienda usar un factor de seguridad entre 15% y 20% de la capacidad nominal del chiller. Esto permite al sistema cumplir con su objetivo cuando existan cargas inesperadas y cuando sea necesario una mayor capacidad de refrigeración en caso de que un refrigerador esté fuera de línea.

# BIBLIOGRAFÍA

- American Society of Heating, R. a.-C. (1997). *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- Annette Dwyer; Nicolas Lemir,e Paul A. Lindahl, Patrick C. Marks, Michael P. Patton. (2016). *ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE*. (M. S. Owen, Ed.)
- ASHRAE. (1997). *Fundamentals*.
- ASHRAE. (2012). *Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment*. Atlanta.
- ASHRAE. (2016). *ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE*. (M. S. Owen, Ed.) Atlanta, Georgia.
- Behschnitt, S. A. (1996). *A comparision of water-ethanol, pure water and ice as storage media for building thermal storage applications*. Wisconsin.
- Brian Silvetti, P. (2002). *Application Fundamentals of ice-Based thermal Storage*. Englewood, N.J.: ASHRAE Journal. Recuperado el 20 de 06 de 2020
- Dincer, I., & Rosen, M. (2002). *Thermal Energy Storage Systems and Applications*.
- Dongsu, K., J., C. S., Heejin, C., & Piljae, I. (2017). *Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations*. Starkville, Estado Mississippi , USA: Science Direct.
- Dunham, & Bush. (s.f.). *Catalogo de unidades manejadoras de aire para chillers*.
- EVAPCO. (2020). Thermal ice storage: Applications & Design Guide. *EVAPCO Ice Storage Application and Design Guide*. Taneytown, Maryland, Estados Unidos: Evapco.
- Gladis, S. P. (1999). *Ice Slurry Thermal Energy Storage for Cheese*.
- Inc., S. T. (1976). *Sunwell Tecnologia de hielo Slurry DeepChill*. Obtenido de Sistemas DeepChill: <https://www.sunwell.com/es-lam/deepchill-ice/>

López, A. A. (2014). *Diseño de la automatización para el control de un chiller de 60 toneladas marca York en la empresa Manufactureras Tecnicas Climatizadas*. Santiago de Cali.

Noticias ESPOL. (26 de 10 de 2017). Obtenido de Inauguración de Edificio de Posgrados STEM: <http://noticias.espol.edu.ec/article/inauguraci-n-de-edificio-de-posgrados-stem>

PLASTIGAMA. (s.f.). Catalogo de tuberías PVC.

Salvador, M., & Grieu, S. (2012). *Methodology for the design of energy production and storage systems in buildings: Minimization of the energy impact on the electricity grid*.

Samaniego, B. G. (2013). *Diseño de un sistema de aire acondicionado con sistemas de volumen de refrigerante variable*.

Sanaye, S., Fardad, A., & Mostakhdemi, M. (2011). *Thermoeconomic optimization of an ice thermal storage system for gas turbine inlet cooling*. Teherán.

TRANE. (2016). *TRANE AIR CONDITIONING CLINIC*.

TRANE. (2020). *A Technical Introduction to Cool Thermal Energy Storage Commercial Applications*.

TRANE. (s.f.). Catalogue.

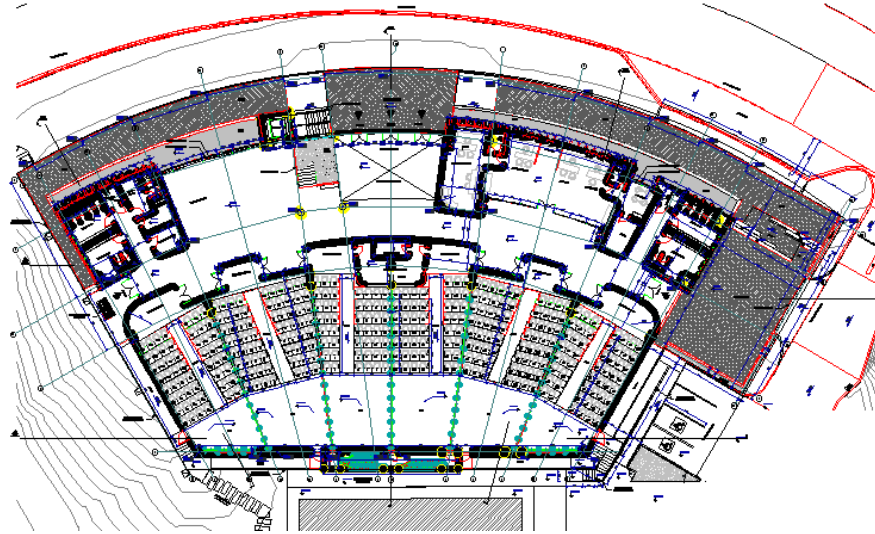
Valle, C. d. (2017). *Ciudad del Valle*. Obtenido de Edificio STEM de la ESPOL: <http://ciudadvalle.com/qsomos.html>

World Weather Online. (2019). Obtenido de World Weather Online Guayaquil Monthly Yearly averages (Guayaquil Mensual Anual Pomedio): <https://www.worldweatheronline.com/guayaquil-weather-averages/guayas/ec.aspx>

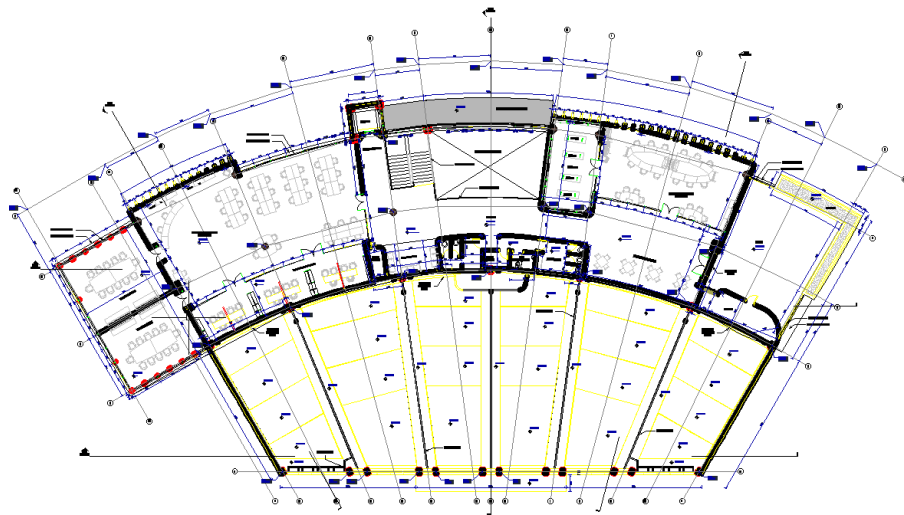
# APÉNDICES

## Apéndice I: Planos del edificio

A continuación, se adjuntan los planos de planta alta y baja del edificio modelado.



**Figura 4.1** Planta baja del edificio STEM.



**Figura 4.2** Planta alta del edificio STEM.

## Apéndice II: Tablas para el cálculo de curva de enfriamiento del edificio por el método CLTD/CLF.

### Cargas térmicas Internas

**Tabla 4.1 Tipos de zona para usar con tabla CLF, Habitaciones interiores. (ASHRAE, 1997)**

**Table 35A Zone Types for Use with CLF Tables, Interior Rooms**

Room Location	Zone Parameters <sup>a</sup>			Zone Type	
	Middle Floor	Ceiling Type	Floor Covering	People and Equipment	Lights
Single story	N/A	N/A	Carpet	C	B
	N/A	N/A	Vinyl	D	C
Top floor	2.5 in. Concrete	With	Carpet	D	C
	2.5 in. Concrete	With	Vinyl	D	D
	2.5 in. Concrete	Without	<sup>b</sup>	D	B
	1 in. Wood	<sup>b</sup>	<sup>b</sup>	D	B
Bottom floor	2.5 in. Concrete	With	Carpet	D	C
	2.5 in. Concrete	<sup>b</sup>	Vinyl	D	D
	2.5 in. Concrete	Without	Carpet	D	D
	1 in. Wood	<sup>b</sup>	Carpet	D	C
	1 in. Wood	<sup>b</sup>	Vinyl	D	D
Mid-floor	2.5 in. Concrete	N/A	Carpet	D	C
	2.5 in. Concrete	N/A	Vinyl	D	D
	1 in. Wood	N/A	<sup>b</sup>	C	B

<sup>a</sup>A total of 14 zone parameters is fully defined in Table 20. Those not shown in this table were selected to achieve an error band of approximately 10%.  
<sup>b</sup>The effect of this parameter is negligible in this case.

**Tabla 4.2 Ganancia de calor versus clasificación de placa de identificación de equipos de oficina eléctricos. (ASHRAE, 1997)**

**Table 9B Heat Gain Versus Nameplate Rating From Electrical Office Equipment**

Equipment Tested	Nameplate Rating, W	Measured Total		Convective Power, %
		Power Consumption, W	Radiant Power, W	
15 in. monitor energy saver (white screen)	220	78	28.8	62.9
Laser printer	836	248	26.6	89.3
Desktop copier	1320	181	25.9	85.7
Personal computer (Brand 1) and 17 in. monitor (white screen)	575	133	29.7	77.7
Personal computer (Brand 2) and 17 in. monitor (white screen)	420	125	35.7	71.4



**Tabla 4.3 Factores de carga de refrigeración para personas y equipos no refrigerados. (ASHRAE, 1997)**

**Table 37 Cooling Load Factors for People and Unhooded Equipment**

Hours in Space	Number of Hours after Entry into Space or Equipment Turned On																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
<b>Zone Type A</b>																									
2	0.75	0.88	0.18	0.08	0.04	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.75	0.88	0.93	0.95	0.22	0.10	0.05	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.23	0.11	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
8	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.98	0.98	0.24	0.11	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
10	0.75	0.88	0.93	0.95	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.24	0.12	0.07	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
12	0.75	0.88	0.93	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.25	0.12	0.07	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
14	0.76	0.88	0.93	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
16	0.76	0.89	0.94	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02
18	0.77	0.89	0.94	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.25	0.12	0.07	0.05	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02
<b>Zone Type B</b>																									
2	0.65	0.74	0.16	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.65	0.75	0.81	0.85	0.24	0.17	0.13	0.10	0.07	0.06	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
6	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.29	0.20	0.15	0.12	0.09	0.07	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
8	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.31	0.22	0.17	0.13	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
10	0.65	0.75	0.81	0.85	0.89	0.91	0.93	0.95	0.96	0.97	0.33	0.24	0.18	0.14	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
12	0.66	0.76	0.81	0.86	0.89	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.34	0.24	0.19	0.14	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02
14	0.67	0.76	0.82	0.86	0.89	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03
16	0.69	0.78	0.83	0.87	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05	0.04
18	0.71	0.80	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	0.35	0.25	0.19	0.15	0.11	0.09	0.07	0.05
<b>Zone Type C</b>																									
2	0.60	0.68	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.60	0.68	0.74	0.79	0.23	0.18	0.14	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
6	0.61	0.69	0.74	0.79	0.83	0.86	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
8	0.61	0.69	0.75	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.32	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02
10	0.62	0.70	0.75	0.80	0.83	0.86	0.89	0.91	0.92	0.94	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.03
12	0.63	0.71	0.76	0.81	0.84	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
14	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.38	0.30	0.25	0.20	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.06	0.06
16	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0.98	0.39	0.31	0.25	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.06
18	0.72	0.78	0.82	0.85	0.88	0.90	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.39	0.31	0.25	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09

**Tabla 4.4 Tasas de calor de los ocupantes de espacios acondicionados. (ASHRAE, 1997)**

**Table 3 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces**

Degree of Activity		Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant <sup>b</sup>	
		Adult Male	Adjusted, M/F <sup>a</sup>			Low V	High V
		Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant <sup>c</sup>	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

*Notes:*

- Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.
- Also refer to Table 4, Chapter 8, for additional rates of metabolic heat generation.
- All values are rounded to nearest 5 Btu/h.
- Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

<sup>b</sup> Values approximated from data in Table 6, Chapter 8, where  $v$  is air velocity with limits shown in that table.

<sup>c</sup> Adjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

<sup>d</sup> Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

**Equipos**

**Cargas térmicas Externas**

**Tabla 4.2 Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento de Julio para calcular la carga de enfriamiento de techos planos a 40° North Latitude. (ASHRAE, 1997)**

**Table 30 July Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs at 40°North Latitude**

Roof No.	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	-1	-2	-3	-3	-3	0	7	16	25	33	41	46	49	49	46	41	33	24	14	8	5	3	1
2	1	0	-1	-2	-3	-3	-2	2	9	18	27	34	41	46	48	47	44	39	31	22	14	8	5	3
3	7	4	3	1	0	-1	0	3	7	13	19	26	32	37	40	41	41	37	33	27	21	17	13	9
4	9	6	4	2	1	-1	-2	-2	0	4	9	16	23	30	36	41	43	43	41	37	31	25	19	13
5	12	9	7	4	3	2	1	1	3	7	12	17	23	28	33	37	38	38	36	33	28	23	19	15
8	16	13	12	9	8	7	6	6	7	9	12	16	19	23	27	29	31	32	31	29	27	24	21	18
9	18	14	12	9	7	5	3	2	2	4	7	11	15	20	25	29	33	35	36	35	32	29	25	21
10	21	18	15	13	11	8	7	6	5	6	7	9	13	17	21	24	28	31	32	32	31	29	26	23
13	19	17	16	14	12	11	10	9	9	9	11	13	16	18	21	23	26	27	27	27	26	24	22	21
14	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	12	13	16	18	20	22	23	24	25	25	24	23	22	21

*Note:* 1. Direct application of data  
 • Dark surface  
 • Indoor temperature of 25.5°C  
 • Outdoor maximum temperature of 35°C with mean temperature of 29.5°C and daily range of 11.6°C  
 • Solar radiation typical of clear day on 21st day of month  
 • Outside surface film resistance of 0.059 m<sup>2</sup>:K/W  
 • With or without suspended ceiling but no ceiling plenum air return systems  
 • Inside surface resistance of 0.121 m<sup>2</sup>:K/W

*Note:* 2. Adjustments to table data  
 • Design temperatures : Corr. CLTD = CLTD + (25.5 -  $t_i$ ) + ( $t_m$  - 29.4)  
 where  
 $t_i$  = inside temperature and  $t_m$  = mean outdoor temperature  
 $t_m$  = maximum outdoor temperature - (daily range)/2  
 • No adjustment recommended for color  
 • No adjustment recommended for ventilation of air space above a ceiling

**Tabla 4. 3 Diferencias de temperatura de carga de enfriamiento de Julio para calcular la carga de enfriamiento de paredes a 40° North Latitude. (ASHRAE, 1997)**

**Table 32 July Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls 40°North Latitude**

Wall Face	Wall Number 1																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	1	0	-1	-2	-3	-1	7	11	11	13	17	21	25	27	29	29	28	29	27	17	11	7	5	3
NE	1	0	-1	-2	-3	2	24	42	47	43	35	28	27	28	29	29	27	24	20	14	10	7	5	3
E	1	0	-1	-2	-2	2	28	51	62	64	59	48	36	31	30	30	28	25	20	14	10	7	5	3
SE	1	0	-1	-2	-3	0	15	32	46	55	58	56	49	39	33	31	28	25	20	14	10	7	5	3
S	1	0	-1	-2	-3	-2	0	4	11	21	33	43	50	52	50	44	34	27	20	14	10	7	5	3
SW	2	0	-1	-2	-2	-2	0	4	8	13	17	25	39	53	64	70	69	61	45	24	13	8	5	3
W	2	1	-1	-2	-2	-2	1	4	8	13	17	21	27	42	59	73	80	79	62	32	16	9	6	3
NW	2	0	-1	-2	-2	-2	0	4	8	13	17	21	25	29	38	50	61	64	55	29	15	9	5	3

Wall Face	Wall Number 2																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	5	3	2	0	-1	-2	-1	3	7	9	11	14	18	21	24	26	27	28	28	27	22	17	12	8
NE	5	3	2	0	-1	-2	2	13	26	36	39	37	33	31	29	29	29	28	26	23	18	14	10	7
E	5	3	2	0	-1	-1	2	15	32	47	55	57	52	44	38	34	32	30	27	23	19	14	11	8
SE	5	3	2	0	-1	-2	0	8	20	33	43	50	53	51	45	39	35	31	28	24	19	14	11	8
S	5	3	2	0	-1	-2	-2	-1	2	7	14	24	33	42	47	48	46	40	33	27	21	15	11	8
SW	7	4	2	1	0	-1	-2	0	2	5	9	13	20	30	41	53	61	65	62	53	39	27	17	11
W	8	5	3	1	0	-1	-2	0	2	5	9	13	17	23	33	46	59	69	73	66	50	34	22	14
NW	8	4	2	1	-1	-2	-2	-1	2	5	9	13	17	21	25	32	41	51	57	54	42	29	19	12

Wall Face	Wall Number 3																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	7	5	3	2	1	0	2	5	7	8	11	14	17	20	23	24	25	26	27	24	20	16	13	10
NE	7	5	3	2	0	0	7	17	26	31	33	31	30	29	29	29	29	28	25	22	18	15	12	9
E	7	5	4	2	1	1	8	21	33	42	47	47	44	40	37	35	33	31	28	24	20	16	13	10
SE	8	5	4	2	1	0	4	12	22	32	39	44	46	44	41	38	35	32	29	24	20	16	13	10
S	8	6	4	2	1	0	0	1	4	9	16	24	31	38	41	42	40	36	31	26	22	17	14	11
SW	12	9	6	4	2	1	1	2	4	6	9	14	21	30	40	49	55	57	54	45	36	28	21	16
W	14	10	7	5	3	1	1	2	4	6	9	13	17	24	34	45	56	63	63	54	43	33	25	19
NW	12	8	6	4	2	1	0	2	3	6	9	13	16	20	25	32	40	48	50	44	35	27	21	16

Wall Face	Wall Number 4																							
	Hour																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	11	8	6	4	2	0	0	1	3	5	7	10	13	16	19	22	24	26	27	27	26	22	19	15
NE	10	7	5	3	2	0	0	4	12	21	29	32	33	32	31	30	30	29	28	26	23	20	16	13
E	10	8	5	4	2	1	1	5	15	27	38	45	49	47	44	40	37	34	32	29	25	21	17	14
SE	11	8	6	4	2	1	0	2	8	17	27	36	43	46	46	44	41	37	34	30	26	22	18	14
S	11	8	6	4	2	1	0	-1	0	2	6	13	20	28	35	41	43	42	39	35	30	24	19	15
SW	18	13	9	6	3	2	0	0	0	2	5	8	12	18	27	36	46	53	57	57	51	42	33	25
W	21	15	10	7	4	2	1	0	1	2	5	8	11	15	21	30	40	51	60	64	60	50	40	30
NW	18	13	9	6	3	1	0	0	0	2	4	8	11	15	19	23	30	37	45	49	48	41	33	25

**Tabla 4.4 Diferencias de temperatura de carga de refrigeración (CLTD) para la conducción a través del vidrio. (ASHRAE, 1997)**

**Table 34 Cooling Load Temperature Differences (CLTD) for Conduction through Glass**

Solar Time, h	CLTD, °F	Solar Time, h	CLTD, °F
0100	1	1300	12
0200	0	1400	13
0300	-1	1500	14
0400	-2	1600	14
0500	-2	1700	13
0600	-2	1800	12
0700	-2	1900	10
0800	0	2000	8
0900	2	2100	6
1000	4	2200	4
1100	7	2300	3
1200	9	2400	2

*Corrections:* The values in the table were calculated for an inside temperature of 78°F and an outdoor maximum temperature of 95°F with an outdoor daily range of 21°F. The table remains approximately correct for other outdoor maximums 93 to 102°F and other outdoor daily ranges 16 to 34°F, provided the outdoor daily average temperature remains approximately 85°F. If the room air temperature is different from 78°F and/or the outdoor daily average temperature is different from 85°F see note 2, Table 32.

**Tabla 4.5 Carga de enfriamiento solar de julio para vidrio iluminado por el sol 40° North Latitude. (ASHRAE, 1997)**

**Table 36 July Solar Cooling Load For Sunlit Glass 40°North Latitude**

		Zone Type A																							
Class Face	Hour	Solar Time																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0	0	0	0	1	25	27	28	32	35	38	40	40	39	36	31	31	36	12	6	3	1	1	0	0
NE	0	0	0	0	2	85	129	134	112	75	55	48	44	40	37	32	26	18	7	3	2	1	0	0	0
E	0	0	0	0	2	93	157	185	183	154	106	67	53	45	39	33	26	18	7	3	2	1	0	0	0
SE	0	0	0	0	1	47	95	131	150	150	131	97	63	49	41	34	27	18	7	3	2	1	0	0	0
S	0	0	0	0	0	9	17	25	41	64	85	97	96	84	63	42	31	20	8	4	2	1	0	0	0
SW	0	0	0	0	0	9	17	24	30	35	39	64	101	133	151	152	133	93	35	17	8	4	2	1	0
W	1	0	0	0	0	9	17	24	30	35	38	40	65	114	158	187	192	156	57	27	13	6	3	2	1
NW	1	0	0	0	0	9	17	24	30	35	38	40	40	50	84	121	143	130	46	22	11	5	3	1	0
Hor	0	0	0	0	0	24	69	120	169	211	241	257	259	245	217	176	125	70	29	14	7	3	2	1	0

		Zone Type B																							
Class Face	Hour	Solar Time																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	2	2	1	1	1	22	23	24	28	32	35	37	38	37	35	32	31	35	16	10	7	5	4	3	3
NE	2	1	1	1	2	73	109	116	101	73	58	52	48	45	41	36	30	23	13	9	6	5	3	3	3
E	2	2	1	1	2	80	133	159	162	143	105	74	63	55	48	41	34	25	15	10	7	5	4	3	3
SE	2	2	1	1	1	40	81	112	131	134	122	96	69	58	49	42	35	26	15	10	8	6	4	3	3
S	2	2	1	1	1	8	15	21	36	56	74	86	87	79	63	46	37	27	16	11	8	6	4	3	3
SW	6	5	4	3	2	9	16	22	27	31	36	58	89	117	135	138	126	94	46	31	21	15	11	8	8
W	8	6	5	4	3	9	16	22	27	31	35	37	59	101	139	166	173	147	66	43	30	21	15	11	11
NW	6	5	4	3	2	9	16	22	27	31	34	37	37	46	76	108	128	119	51	33	22	16	11	8	8
Hor	8	6	5	4	3	22	60	104	147	185	214	233	239	232	212	180	137	90	53	37	27	19	14	11	11

		Zone Type C																							
Class Face	Hour	Solar Time																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	5	5	4	4	4	24	23	24	27	30	33	34	35	34	32	29	29	34	14	10	8	7	6	6	6
NE	7	6	6	5	6	75	106	107	88	61	49	47	45	43	40	36	31	25	16	13	11	10	9	8	8
E	9	8	8	7	8	83	130	148	145	124	89	62	56	52	47	43	37	30	20	17	15	13	12	11	11
SE	9	8	7	6	6	45	82	107	121	121	107	82	59	51	47	42	36	29	19	16	14	13	11	10	10
S	7	7	6	5	5	12	18	23	36	54	70	79	79	70	54	40	33	26	16	13	12	10	9	8	8
SW	14	12	11	10	9	15	21	26	29	33	36	57	86	110	124	125	111	80	37	28	23	20	17	15	15
W	17	15	13	12	11	17	22	27	31	34	36	37	59	98	132	153	156	128	50	35	28	24	21	19	19
NW	12	11	10	9	8	14	20	25	29	32	34	36	36	44	73	102	118	107	39	26	21	17	15	13	13
Hor	24	21	19	17	16	34	68	107	144	175	199	212	215	207	189	160	123	83	53	44	38	34	30	27	27

## Apéndice III: Modelado del edificio en Open Studio

### Vistas del edificio

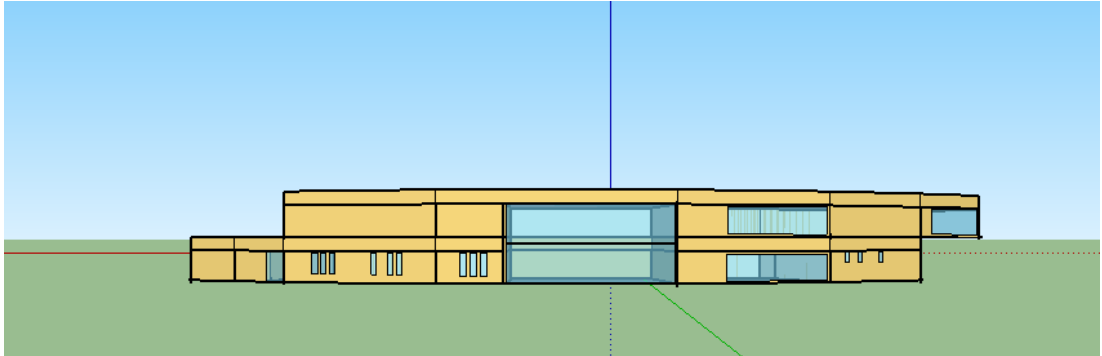


Figura 4.3 Vista frontal del edificio STEM.

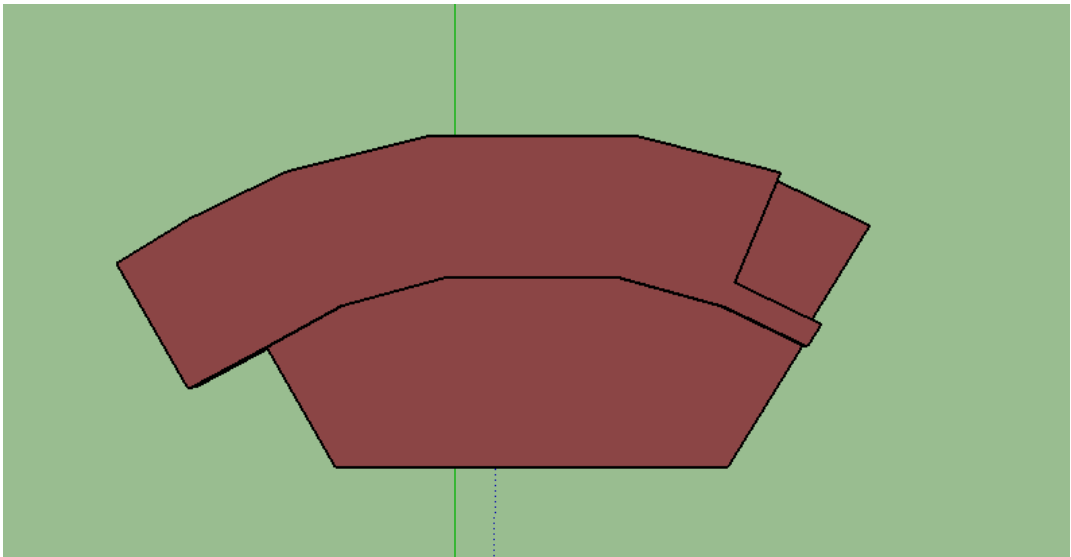
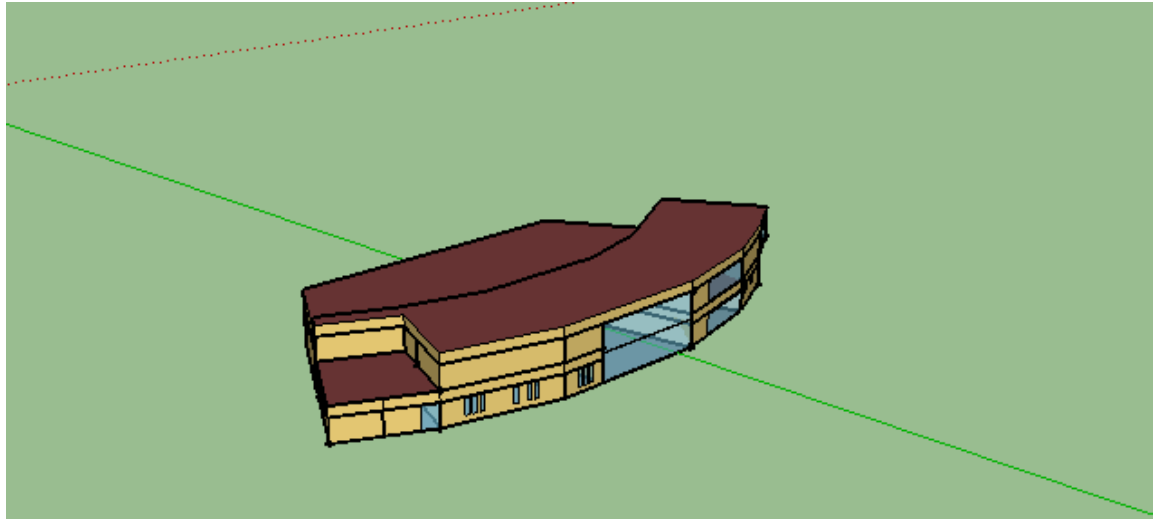


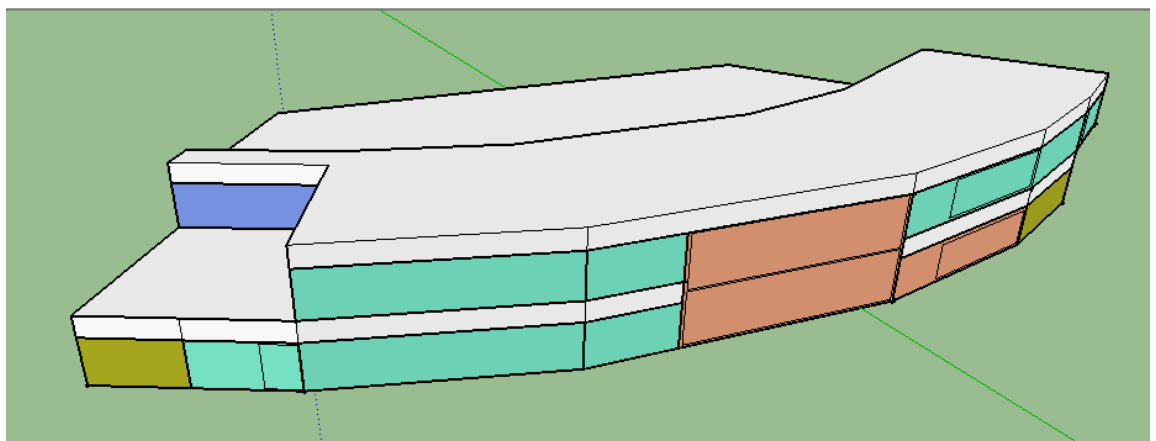
Figura 4.4 Vista superior del edificio STEM.



**Figura 4.5 Vista lateral del edificio STEM.**

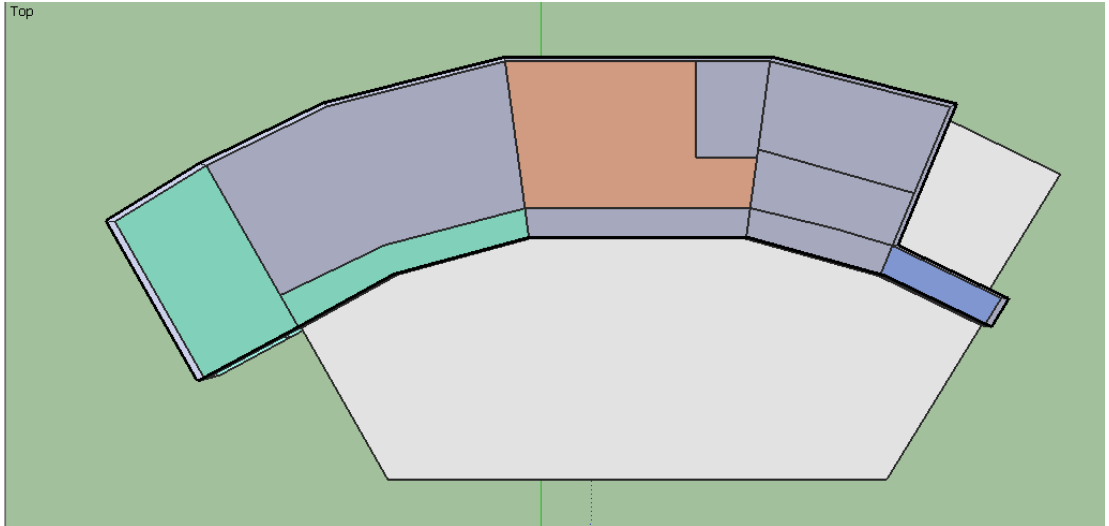
**Vista de las zonas térmicas del edificio**

**Vista isométrica**



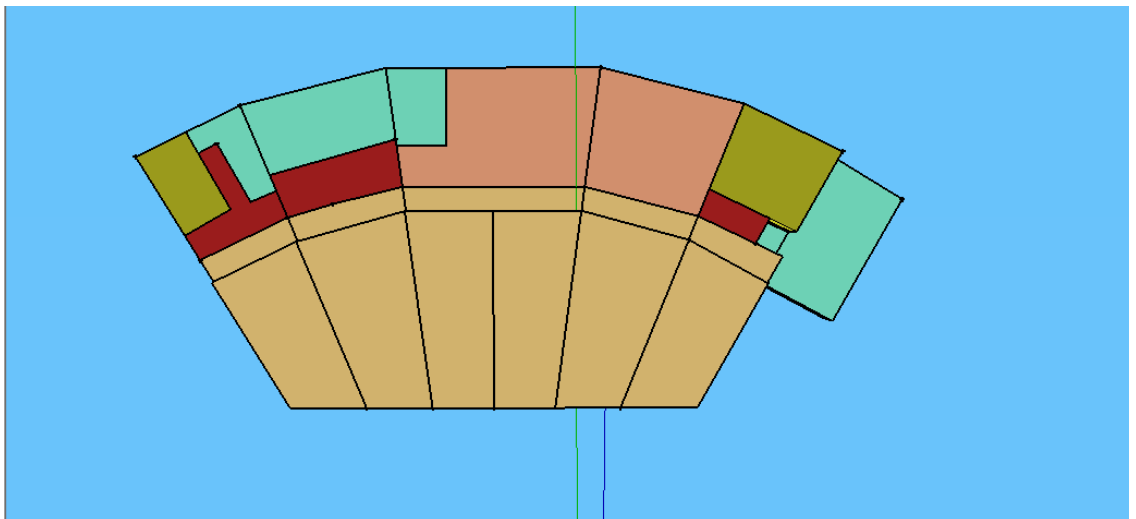
**Figura 4.6 Zonas térmicas del edificio STEM.**

**Planta alta**



**Figura 4.7 Zonas térmicas del edificio STEM.**

**Planta alta**



**Figura 4.8 Zonas térmicas del edificio STEM.**

## Apéndice IV: Dimensionamiento del sistema hidrónico

### Sistema planta de agua fría

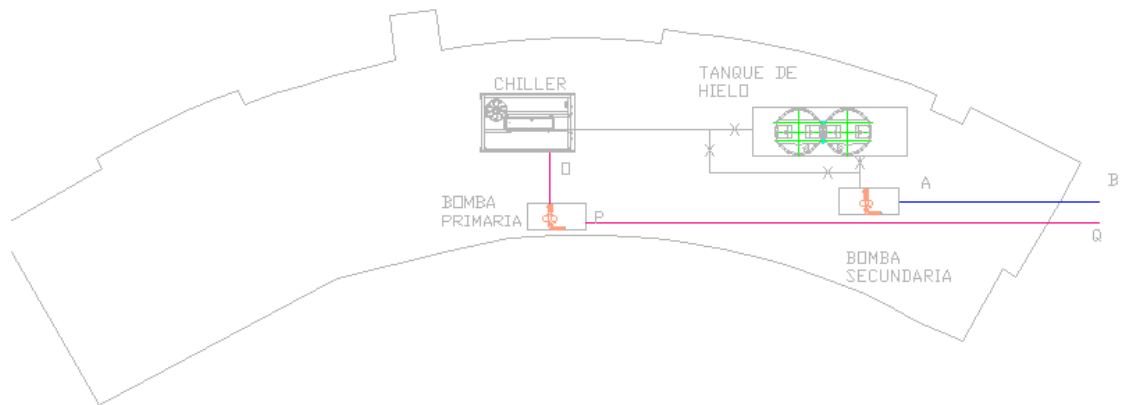
Con los datos obtenidos en los cálculos de carga y en la simulación se determinó que el tonelaje de refrigeración requerido para el sistema hidrónico es de 74 toneladas de refrigeración.

Para calcular el caudal requerido en el sistema se emplea la ecuación 2.16, como se muestra a continuación:

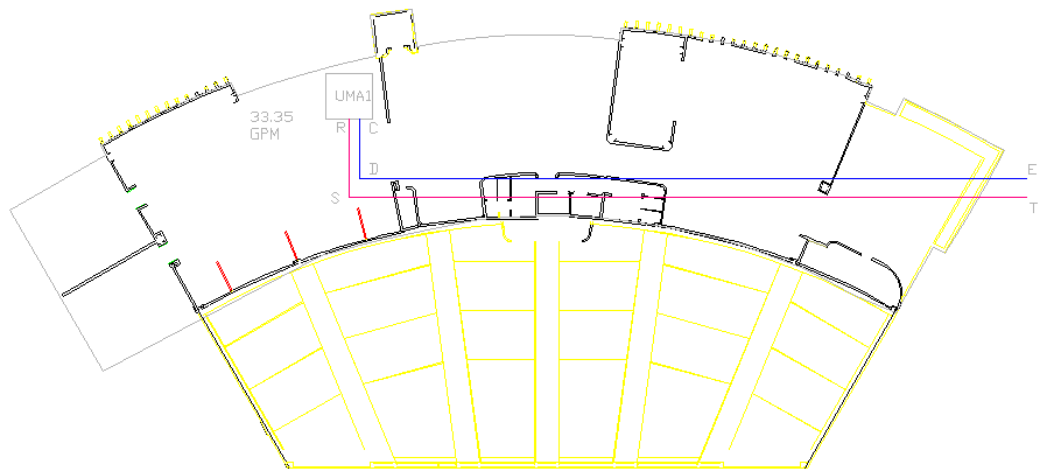
$$\dot{V} = \frac{74 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * 12000 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{ton}} \right)}{\left( 62.4 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3} \right) \left( 1.01 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} * \text{R}} \right) (10 \text{ R})} = 1408.99 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} \left( 0.12 \frac{\text{gpm}}{\frac{\text{ft}^3}{\text{h}}} \right)$$
$$\dot{V} = 169 \text{ gpm}$$

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

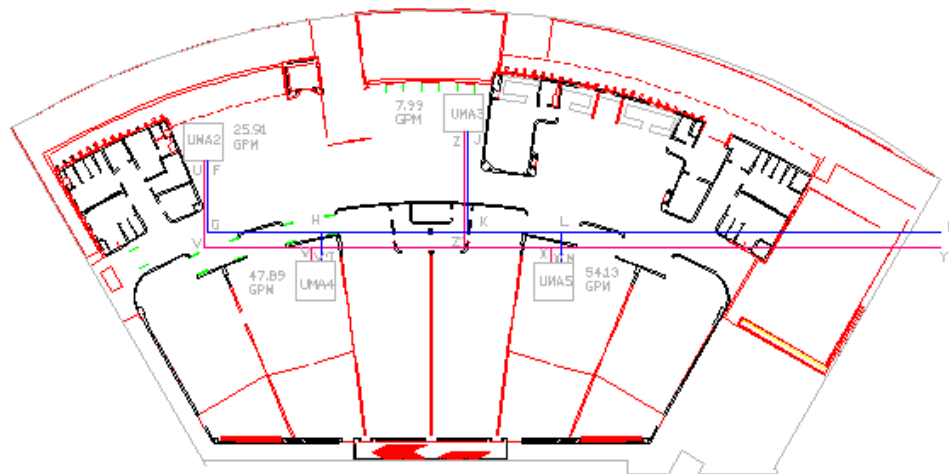
Primero se dimensionaron las tuberías con sus respectivos tramos a partir de la figura 4.1 y figura 4.2 como se muestra a continuación:



**Figura 4.9 Vista superior del sistema hidrónico.**



**Figura 4.10 Sistema hidrónico en la planta alta.**



**Figura 4.11 Sistema hidrónico en la planta baja.**

Con el respectivo flujo interno que circula por las tuberías PVC se escoge el diámetro por cada tramo como se muestra en la figura 4.12 en el catálogo del proveedor Plastigama.



**Tabla 4.6 Parámetros para coeficiente de pérdidas para tubería.**

Parámetros para coeficiente de pérdidas para tubería	
Rugosidad [mm]	0.0015
Viscosidad cinemática del agua [m <sup>2</sup> /s]	1.47E-06

Para el cálculo del número de Reynold se utilizó la ecuación 2.17:

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\left(0.637 \frac{m}{s}\right)(0.16 m)}{1.47 \times 10^{-6}} = 69333$$

Por medio de la gráfica de Moody se observa que se encuentra en régimen turbulento y usamos la ecuación 2.18 para determinar el factor de fricción,

$$f_1 = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{0.16 m}{0.0000015 m} \right)} + \frac{5.74}{69333^{0.9}} \right) \right]^2}$$
$$f_1 = 0.019$$

$$f_2 = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{0.11 m}{0.0000015 m} \right)} + \frac{5.74}{44440^{0.9}} \right) \right]^2}$$
$$f_2 = 0.021$$

La longitud desde el chiller hacia la UMA más lejana junto con la longitud equivalente (que se debe a las tuberías y a los accesorios) es de 234 m en total. Se describen los accesorios y elementos del sistema en una tabla en Excel y se escoge el tramo de mayor longitud y con más pérdida de cabezal para poder dimensionar la bomba.

Se utilizaron 5 manejadoras de aire para suplir 260 kW de refrigeración para climatizar el edificio, provenientes de 74 toneladas de refrigeración obtenidas

mediante la simulación. Se seleccionan por medio de catálogo estas 5 unidades para calcular la pérdida de cabezal individual que sumadas dan un total de 5.1 m de H<sub>2</sub>O.

$$h_{UMA} = 5.1 \text{ m H}_2\text{O}$$

### **Cálculo de cabezal de bomba primaria**

Analizando la bomba primaria, esta se encuentra antes del chiller entonces se debe superar las pérdidas debido al intercambiador de calor del chiller y del tanque de hielo. Este valor se estima en 49.7 ft (15.15 m) por medio del catálogo de Trane.

$$h_{BPrimaria} = h_{chiller} + h_{tanque\ de\ hielo} = 49.5 \text{ ft} + 80 \text{ ft} = 129.5 \text{ ft} = 56 \text{ psi}$$

### **Cálculo de cabezal de bomba secundaria**

Para las tuberías secundarias se trabaja con una longitud de 50 m de tubería con un caudal de 169 gpm. Para los cálculos de pérdida por tubería por tramo con pérdida por accesorios se utilizó la ecuación 2.19, se obtienen los siguientes valores:

$$h_{L1} = (0.019) \frac{(234 \text{ m})}{(0.16 \text{ m})^2} \frac{(0.637)^2}{2 * \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}$$

$$h_{L1} = 0.58 \text{ m}$$

Pérdidas del tramo secundario para las UMAS:

$$h_{L2} = (0.021) \frac{(50 \text{ m})}{(0.11 \text{ m})^2} \frac{(0.651)^2}{2 * \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}$$

$$h_{L2} = 0.21 \text{ m}$$

A partir de la ecuación de Bernoulli para el sistema hidráulico ecuación 2.20:

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

Resolviendo la ecuación tenemos

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

$$h_B = 6 + 15 + 0.58 + 0.2 + 0.83 = 22.6 \text{ m} = 74 \text{ ft} = 32 \text{ psi}$$

Para realizar la selección de bomba nos basamos en catálogo de Dinatex, a partir de la potencia, que se calcula con la ecuación 2.21:

$$Hp = \frac{169 * 129.5}{0.7 * 3960} = 5.4$$

**Tabla 4.7 Características para la selección de las bombas.**

Descripción	Cabezal [psi]	Cabezal [ft H <sub>2</sub> O]	Caudal [gpm]	Potencia [HP]
Bomba primaria	56	129	169	7.5
Bomba secundaria	32	74	169	4.5

### Sistema de tuberías y bombas

Seleccionamos las bombas por medio de catálogo basándonos en la potencia requerida.

**Tabla 4.8 Características de las bombas.**

Característica		Valor
Nombre de la bomba		HIDROTEX MODELO - HTK 50/20
Velocidad	[RPM]	3500
Caudal	[GPM]	320
Potencia	[kW]	20

## Apéndice V: Costos

**Tabla 4.9 Costos de sistema de enfriador con condensador enfriado por aire.**

DESCRIPCIÓN	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
<b>EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN</b>					
Chiller de 40 TR	TRANE	CGAM030B	3	40000	120000
UMA con capacidad de 14 toneladas de refrigeración	DAIKIN	DDM0809-E5	1	8120	8120
UMA con ventilador y capacidad de 10 toneladas	DAIKIN	DDM0709-E5	1	9600	9600
UMA con ventilador y capacidad de 4 toneladas	DAIKIN	DDM0505-E5	1	6000	8000
UMA con ventilador y capacidad de 20 toneladas	DAIKIN	DDM0811-E5	1	14000	14000
UMA con ventilador y capacidad de 24 toneladas	DAIKIN	DDM0912-E5	1	16200	16200
<b>EQUIPOS DEL SISTEMA HIDRONICO</b>					
Bomba 20 kW	HYDROTEK	HTK 50/20	4	1955	7820
Separador de aire	TACO	AC04	1	3900	3900
Tanque de expansión	TACO		1	3250	3250
<b>MONTAJE</b>					
Mano de obra por montaje de UMA			5	850	4250
lizado de chillers			3	1200	3600
<b>COSTO DE FLUIDOS</b>					
Agua destilada (55 galones)			4	80	320
				<b>Total</b>	<b>199060</b>

**Tabla 4.10 Costos de sistema de enfriador con condensador enfriado por aire con tanque de hielo a carga parcial.**

DESCRIPCIÓN	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
<b>EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN</b>					
Chiller de 35 TR	TRANE	CGAM030B	2	35000	70000
Ice Bank	CALMAC	C11906	2	24300	48600
UMA con capacidad de 14 toneladas de refrigeración	DAIKIN	DDM0809-E5	1	8120	8120
UMA con ventilador y capacidad de 10 toneladas	DAIKIN	DDM0709-E5	1	9600	9600
UMA con ventilador y capacidad de 4 toneladas	DAIKIN	DDM0505-E5	1	8000	8000
UMA con ventilador y capacidad de 20 toneladas	DAIKIN	DDM0811-E5	1	14000	14000
UMA con ventilador y capacidad de 24 toneladas	DAIKIN	DDM0912-E5	1	16200	16200
<b>EQUIPOS DEL SISTEMA HIDRONICO</b>					
Bomba 15 kW	HYDROTEK	HTK 50/20	4	1955	7820
Separador de aire	TACO	AC04	1	3900	3900
Tanque de expansión	TACO		1	3250	3250
<b>MONTAJE</b>					
Mano de obra por montaje de unidades			5	850	4250
lizado de chillers			2	1000	2000
<b>COSTO DE FLUIDOS</b>					
Agua destilada (45 galones)	DEER PARK		4	80	320
				<b>Total</b>	196060

**Tabla 4.11 Costos de sistema de enfriador con condensador enfriado por aire con tanque de hielo a carga total.**

DESCRIPCIÓN	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
<b>EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN</b>					
Chiller de 52 TR	TRANE	CGAM030B	2	52000	104000
Ice Bank	CALMAC	C11906	3	24300	72900
UMA con capacidad de 14 toneladas de refrigeración	DAIKIN	DDM0809-E5	1	8120	8120
UMA con ventilador y capacidad de 10 toneladas	DAIKIN	DDM0709-E5	1	9600	9600
UMA con ventilador y capacidad de 4 toneladas	DAIKIN	DDM0505-E5	1	8000	8000
UMA con ventilador y capacidad de 20 toneladas	DAIKIN	DDM0811-E5	1	14000	14000
UMA con ventilador y capacidad de 24 toneladas	DAIKIN	DDM0912-E5	1	16200	16200
<b>EQUIPOS DEL SISTEMA HIDRÓNICO</b>					
Bomba 15 kW	HYDROTEK	HTK 50/20	4	1955	7820
Separador de aire	TACO	AC04	1	3900	3900
Tanque de expansión	TACO		1	3250	3250
<b>MONTAJE</b>					
Mano de obra por montaje de unidades			5	850	4250
lizado de chiller			2	1800	3600
<b>COSTO DE FLUIDOS</b>					
Agua destilada (45 galones)	DEER PARK		4	80	320
				Total	255960

**Tabla 4.12 Costos de sistema de flujo de refrigerante variable VRF.**

DESCRIPCIÓN	MARCA	MODELO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
<b>Unidades Exteriores VRF</b>					
Unidad exterior VRF 44 HP	SAMSUNG	AM200JXVAFH	2	37327.74	74655.48
Unidad exterior VRF 30 HP	SAMSUNG	AM160JXVAFH	1	26160.97	26160.97
Unidad exterior VRF 24 HP	SAMSUNG	AM140JXVAFH	1	22955.25	22955.25
Unidad exterior VRF 22 HP	SAMSUNG	AM120JXVAFH	1	22142.37	22142.37
Unidad exterior VRF 32 HP	SAMSUNG	AM100JXVAFH	1	27019.64	27019.64
<b>Unidades Interiores VRF</b>					0
Fan coil HSP 76kBTU/h			12	1763.15	21157.8
Cassette 4 vías 9kBTU			2	573.54	1147.08
Cassette 4 vías 36kBTU			2	1118.57	2237.14
Cassette 4 vías 48kBTU			10	1133.45	11334.5
Fan coil MSP 48kBTU/h			1	852.95	852.95
Cassette 4 vías 24kBTU			1	721.29	721.29
Fan coil LSP 24kBTU/h			6	681.22	4087.32
Fan coil MSP 36kBTU/h			3	835.78	2507.34
Cassette 4 vías 18kBTU/h			1	704.11	704.11
Cassette 4 vías 27kBTU/h			3	732.74	2198.22
Cassette 4 vías 30kBTU/h			1	1116.28	1116.28
Cassette 4 vías 30kBTU/h			1	893.02	893.02
Split decorativo pared 12000 BTU/h			1	1059.03	1059.03
Split decorativo pared 9000 BTU/h			1	893.02	893.02
Extractor centrifugo en línea 300 CFM			6	893.02	5358.12
Extractor centrifugo tipo gabinete 100 CFM			3	123.65	370.95
Deshumidicador portátil 12 lt/día			5	1030.41	5152.05
<b>MONTAJE</b>					
Instalación de unidades interiores VRF			43	227.1	9765.3
Instalación de unidades exteriores VRF			6	585.19	3511.14
Instalación de unidades Split			2	185.47	370.94
Instalación de unidades Ventiladores de extracción			9	36.35	327.15
				Total	248698.46

**Tiempo de retorno de la inversión de los sistemas tipo chiller con respecto a la línea base.**

Descripción del sistema:

Se necesita climatizar por 12 meses, con una tarifa mensual de consumo eléctrico debido a la franja de demanda media es de 0.081\$/kWh. El valor \$4.055/kW-mes se obtiene de la tabla 1.1 para los cargos tarifarios de la ciudad de Guayaquil.

El equipo del enfriador con sus respectivas bombas, tuberías y sistema de control tiene un costo de \$1000 por tonelada del enfriador. El reservorio de hielo, junto con sus accesorios y su instalación tiene un costo de \$150 por tonelada.

Para el sistema convencional del Sistema de agua fría tenemos:

(3) 40 ton Enfriadores de aire tipo Scroll y	\$120000
Costo de instalación por ton \$1000 /ton*	
Sistema de distribución de aire	\$55920
Sistema hidráulico	\$14970
Mano de obra	\$ 8170
Total	\$ 199060
Total, 25%	\$248825

Para el sistema con tanque de hielo

(2) 35 ton Enfriadores de aire tipo Scroll y	\$70000
Costo de instalación por ton \$1000 /ton*	
(2) Ice storage Tank 362 ton-h y Costo de	\$48600
Sistema de distribución de aire	\$55920
instalación \$150/ton	
Sistema hidráulico	\$14970
Mano de obra	\$ 6570
Total,	\$196060
Total, 25%	\$ 245075



Para el sistema con tanque de hielo	
(2) 52 ton Enfriadores de aire tipo Scroll y	\$104000
Costo de instalación por ton \$1000 /ton*	
Ice storage Tank 362 ton-h y Costo de	\$72900
instalación \$150/ton	
Sistema de distribución de aire	\$55920
Sistema hidráulico	\$14970
Mano de obra	\$ 8170
Total, sin impuestos	\$255960
Total, 25%	\$319950

Payback (TRANE, 2020)

$(120-52) \text{ ton} \times 1.2 \text{ kW/ton} \times 12 \text{ meses} \times \$4.055/\text{kW} = \$3970.65$

$$\begin{array}{r} 71125 \\ \div \underline{3970.65} \\ 17.9 \end{array}$$

Aproximadamente 18 años debido a la configuración de carga total.

## Apéndice VI: Dibujo, Tablas y Fichas técnicas

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	1,030.3									1.93	2.24	0.65	1.43	0.21	0.91
70.0	1,109.5									2.22	2.41	0.75	1.54	0.24	0.97
75.0	1,188.8									2.52	2.59	0.85	1.66	0.28	1.04
80.0	1,268.0									2.84	2.76	0.96	1.77	0.31	1.11
85.0	1,347.3									3.18	2.93	1.07	1.88	0.35	1.18
90.0	1,426.5											1.19	1.99	0.39	1.25
95.0	1,505.8											1.32	2.10	0.43	1.32
100.0	1,585.0											1.45	2.21	0.47	1.39
105.0	1,664.3											1.59	2.32	0.52	1.46
110.0	1,743.5											1.73	2.43	0.56	1.53
120.0	1,902.0											2.03	2.65	0.66	1.67
130.0	2,060.5											2.36	2.87	0.77	1.81
140.0	2,219.0													0.88	1.95
150.0	2,377.5													1.00	2.09
160.0	2,536.0													1.13	2.23

Figura 4.12 Catálogo Plastigama para diámetro de tubería. (PLASTIGAMA)

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 4.13 Catálogo Plastigama para perdida por accesorios. (PLASTIGAMA)

Air-cooled Chillers



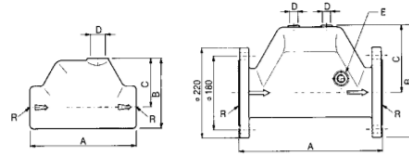
Chiller performance data

Model	operating conditions						chiller flow and pressure drop						combined capacity and efficiency				
	evap. 40/54 °F 95°F ent. air		evap 42/56 °F 95°F ent. air		evap 48/56 °F 95°F ent. air		min flow	PD@ min flow	flow @3x nom. tons	PD@3x nom. ton flow	max flow	PD@ max flow	48-38 °F	56-48 °F	melt mode at 95°F ambient	Full load design day EER	
	tons	kW	tons	kW	tons	kW	gpm	ft of H <sub>2</sub> O	gpm	ft of H <sub>2</sub> O	gpm	ft of H <sub>2</sub> O	tanks	melt tons	chiller tons		kW/ton
CGAM020	18.3	22.8	18.9	23.0	20.5	23.5	29.1	6.4	60.0	25.7	69.7	32.9	1	23.5	20.5	0.534	22.5
CGAM026	23.3	29.4	24.1	29.7	26.1	30.3	37.2	7.4	78.0	31.9	89.4	41.0	1	30.6	26.1	0.534	22.5
CGAM030	26.1	32.9	27.0	33.2	30.0	33.9	41.8	9.4	90.0	43.1	100.3	52.5	1	35.3	30.0	0.519	23.1
CGAM035	30.9	39.1	32.0	39.4	34.6	40.2	49.1	6.5	105.0	27.9	117.7	34.4	2	41.2	34.6	0.530	22.6
CGAM040	35.2	44.7	36.5	45.1	40.0	46.2	56.7	9.1	120.0	38.8	136.1	49.5	2	47.1	40.0	0.530	22.6
CGAM052	45.6	57.6	47.2	58.1	51.3	59.6	73.5	7.9	156.0	33.4	176.4	42.1	3	58.8	51.3	0.541	22.2
CGAM060	52.5	65.1	54.4	65.6	59.5	66.9	83.9	8.0	180.0	34.3	201.4	42.3	3	70.6	59.5	0.514	23.3
CGAM070	61.7	76.9	63.9	77.6	69.6	79.4	99.4	7.6	210.0	33.0	238.6	42.2	3	82.4	69.6	0.522	23.0
CGAM080	70.5	85.4	73.0	86.1	79.5	88.0	114.7	7.4	240.0	30.3	275.3	39.2	4	94.1	79.5	0.507	23.7
CGAM090	79.6	96.3	82.3	97.2	89.5	99.4	128.3	6.7	270.0	27.9	307.8	35.8	4	105.9	89.5	0.509	23.6
CGAM100	89.3	107.4	92.5	108.2	100.7	110.4	144.4	7.3	300.0	30.1	346.6	39.6	4	117.6	100.7	0.506	23.7
CGAM110	97.2	119.8	100.7	120.8	109.4	123.4	156.5	7.5	330.0	32.3	375.7	41.3	5	129.4	109.4	0.517	23.2
CGAM120	106.2	132.0	109.9	133.2	119.3	136.3	169.9	8.6	360.0	38.3	407.7	48.8	5	141.2	119.3	0.523	22.9
CGAM130	114.9	137.9	118.9	139.1	129.2	142.1	183.7	8.9	390.0	40.9	440.8	51.0	6	152.9	129.2	0.504	23.8
RTAC140S	122.3	160.6	128.1	164.1	146.4	175.5	193.0	3.8	420.0	18.4	709.0	51.9	6	164.7	146.4	0.564	21.3
RTAC140H	124.9	157.8	131.1	161.0	150.8	171.7	202.0	3.2	420.0	14.2	741.0	44.0	6	164.7	150.8	0.544	22.1
RTAC155S	134.2	174.7	140.5	178.5	160.8	191.0	215.0	4.0	465.0	19.1	785.0	54.1	7	182.4	160.8	0.557	21.6
RTAC155H	138.7	171.2	145.4	174.7	167.0	186.1	217.0	3.2	465.0	15.3	796.0	44.4	7	182.4	167.0	0.533	22.5
RTAC170S	148.7	190.4	155.3	194.4	175.9	206.9	202.0	3.2	510.0	21.2	741.0	43.9	7	200.0	175.9	0.500	21.8
RTAC170H	151.1	184.8	158.4	188.6	181.8	200.9	241.0	3.3	510.0	15.1	883.0	44.9	7	200.0	181.8	0.526	22.8
RTAC185S	163.3	210.7	170.3	215.2	192.6	229.5	226.0	3.5	555.0	21.9	796.0	44.3	8	217.6	192.6	0.559	21.4
RTAC185H	169.4	206.9	176.8	211.0	199.8	224.0	217.0	3.5	555.0	23.8	796.0	48.1	8	217.6	199.8	0.537	22.4
RTAC200S	178.6	231.8	186.3	236.8	210.4	253.0	241.0	3.3	600.0	21.1	883.0	44.9	9	235.3	210.4	0.568	21.1
RTAC200H	185.8	228.3	193.9	233.0	218.7	247.7	241.0	3.5	600.0	22.9	883.0	48.7	9	235.3	218.7	0.546	22.0
RTAC220S	199.0	256.8	207.0	263.1	231.4	278.0	273.0	3.7	675.0	25.1	796.0	48.1	10	264.1	231.4	0.531	22.6

Figura 4.14 Catálogo de TRANE para chiller condensado por aire. (TRANE)

**Ventajas**

- Gran capacidad de descarga de aire.
- Diseño robusto.
- Libre de mantenimiento.



DIMENSIONES en mm. y características.

Medida	Ø Nominal	A	B	C	D	E	Z **	Kv (m³/h)	Peso (Kg)
3/4"	20	110	69	48	3/8"		1,1	17,1	0,6
1"	25	120	79	55	3/8"		1,0	28,8	0,8
1¼"	32	140	93	64	3/8"		1,0	50,4	1,6
1½"	40	160	96	64	3/8"		1,1	64,4	3,2
2"	50	228	120	80	3/8"		0,84	114	3,2
2½"	65	235	144	95	3/8"		0,67	237	6,8
3"	80	267	184	127	3/8"	3/8"	0,88	287	8,3
DN-100 4" *	100	350	274	164	3/8"	1/2"	0,83	439	21,0
1" Vertical	25	301	60,3	-	1"	-	-	11,5	-

D = Conexión para purgador automático de aire (no incluido).

E = Conexión para válvula de seguridad o termo-hidrómetro (no incluido).

\* Bridas DIN PN 16

\*\* Coeficiente de pérdida de carga

**Figura 4.15 Catálogo para separador de aire. (TRANE)**



**SPECIFICATIONS**

GMS  
February 2017  
CS-31

CALMAC CORPORATION 3-00 Banta Place Fair Lawn, NJ 07410 (201) 797-1511

The CALMAC® GMS - liquid pressurization system is designed to maintain the proper volume of liquid in a building circulating loop, by monitoring the system pressure, and adding fluid from a reservoir to the system when the pressure drops below a set point.

**Features**

- Unit is able to be located outdoors with TEFC pump motor, hot dipped galvanized frame and a NEMA 3R control box.
- A 65 gallon vented reservoir, with 10 gallon graduations which can be used for mixing glycol/water solution.
- Alarms to indicate various conditions, which are detailed below.
- Pressure relief valve which protects against over-pressurization by the GMS. Not to be used in place of a properly sized system pressure relief valve.
- Check valve between building system and GMS.
- Service valve between the reservoir and the pump.
- Drain valve located after pump to allow removing most of solution from the GMS reservoir.

**Alarms** - Standard on the GMS liquid pressurization system are visible warning lights and electrical contacts (rated 4 amp at 230 Volts) for remote monitoring of alarms for the following conditions:

- Add Solution warning - Solution needs to be added to the reservoir, however GMS pump will continue to run until level reaches the Low Liquid Level alarm.
- Low Liquid Level -GMS pump is automatically turned off
- Low System Pressure - Possible leak in building system
- High Liquid Level
- Loss of Power - Low Liquid Level alarm contacts also close on loss of power

<p><b>Pumping Capacity:</b> 4.1 G.P.M. @ 2 psig (15.2 l/s @ 14 kPa) 3.6 G.P.M. @ 40 psig (13.6 l/s @ 275 kPa) 3.1 G.P.M. @ 80 psig (11.7 l/s @ 550 kPa)</p>	<p><b>Weight</b> Empty - 225 lbs (102 Kg) Full (60 gal. of solution) - 745 lbs (338 Kg)</p>
<p><b>Field Connections</b> Electrical-115 Volt, 15 Amps 230 Volt, 7.5 Amps Plumbing-System: ¾ female N.P.T. Drain: ½ female N.P.T.</p>	<p><b>Dimensions</b> 24 x 36 x 61.5 inches (w x d x h) (61x91.5x156.2 cm)</p>

Pressure switch set point is adjustable over the range 0.5 to 80 psig (3 to 550 kPa), with a fixed dead-band of 6 to 13 psi (40 to 90 kPa) (directly proportional to the set point). Factory settings for the pressure switch closures are SW1 = 15 psig (100 kPa) and SW2 = 10 psig (70 kPa) and the pressure relief valve is set at 75 psig (515 kPa). Switches SW1 and SW2 close on pressure fall.

**Sample Specification** - The liquid pressurization system shall be factory engineered and tested as a complete unit. The unit shall be approved for outdoor use using TEFC pump motor and hot-dipped galvanized frame. A minimum 60 gallon covered, vented, reservoir with 10 gallon graduations is required. It shall include an adjustable pressure relief valve which protects against accidental over-pressurization by the management system. Check valve, between building and filling system, and service valve, between reservoir and pump, are required. Alarms with both visual indicating lights and remote contact points are required for the following conditions: low system pressure, low liquid level in reservoir, high liquid level, loss of power, and low solution level. The minimum pumping capacity shall be 3 gallons per minute at 80 psig.

Figura 4.16 Ficha técnica para tanque de hielo ICEBANK. (TRANE)

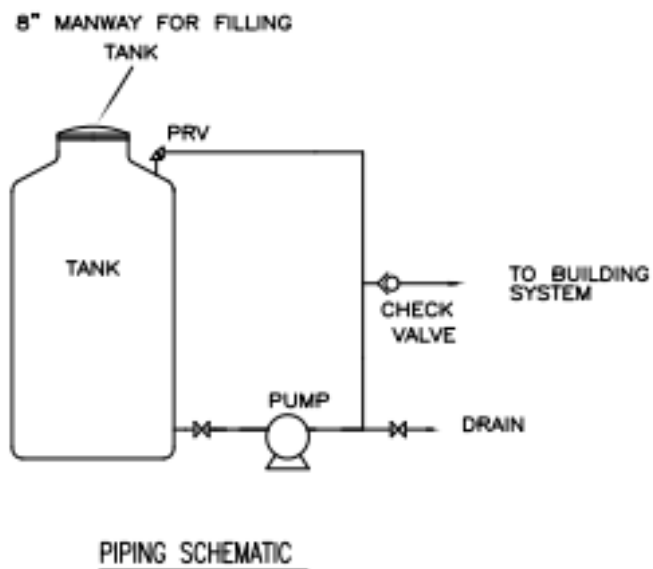
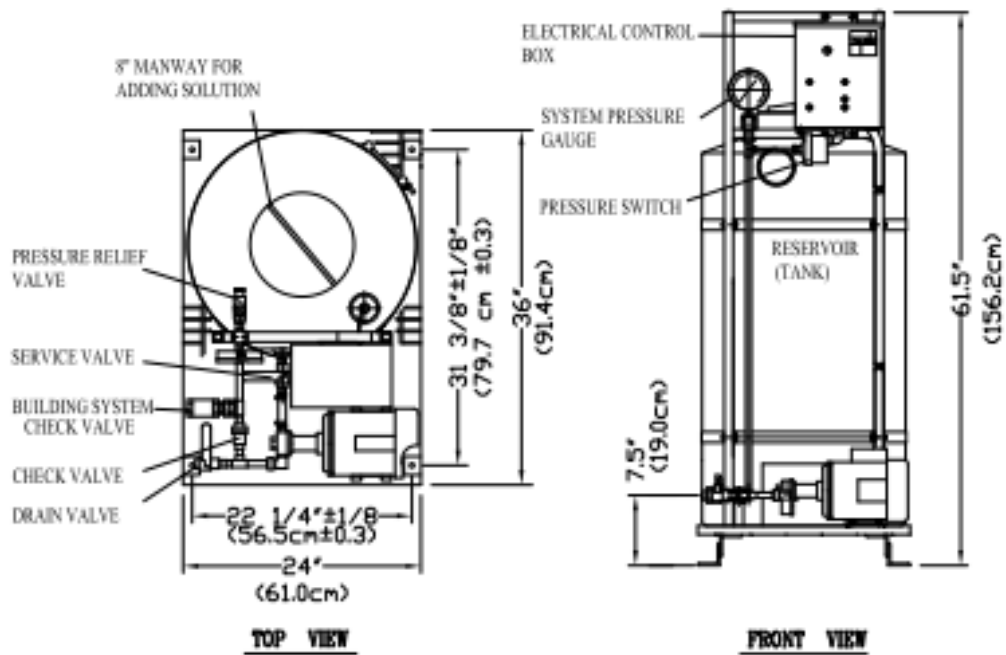


Figura 4. 17 Características para tanque de hielo ICEBANK. (TRANE)

## Ficha técnica del tanque de almacenamiento térmico (TRANE).

C Model	1045C (2F, 3F, 4F, U4F)	1082C (2F, 3F, 4F, U4F)	1098C (2F, 3F, 4F)	1105C (2F, 3F, 4F, U4F)	1190C (2F, 3F, 4F)	1220C (2F, 3F, 4F)	1320C (SF, RF)	1500C (SF, RF)
Net Usable Capacity, ton-hrs.(kWh)	41(144)	82 (288)	98 (345)	105 (369)	162 (570)	214 (753)	324 (1140)	486 (1710)
Maximum Operating Temp., °F (°C)	100 (38)	100 (38)	100 (38)	100 (38)	100 (38)	100 (38)	100 (38)	100 (38)
Factory Tested Pressure, psi (kPa)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)	250 (1724)
Maximum Operating Pressure, psi(kPa)	90 (620)	90 (620)	90 (620)	90 (620)	90 (620)	90 (620)	90 (620)	90 (620)
Dimensions (WxLxH) <sup>iii</sup> , in. (mm)	(2F) 73¼x75x49 (1875x1900x1244) (3F, 4F, U4F) 73¼x76½x49 (1875x1940x1244)	(2F) 73¼ x 75 x 84½ (1875x1900x2140) (3F, 4F, U4F) 73¼ x 76½ x 84½ (1875x1940x2140)	(2F) 89x91x69½ (2260x2310x1765) (3F, 4F) 89x92x69½ (2260x2340x1765)	(2F) 73¼ x 75x102 (1875x1900x2590) (3F, 4F, U4F) 73¼ x 76½ x 102 (1875x1940x2590)	(2F) 89 x 91 x 102 (2260x2310x2590) (3F, 4F) 89 x 92 x 102 (2260x2340x2590)	(2F) 89x91x134½ (2260x2310x3415) (3F, 4F) 89x92x134½ (2260x2340x3415)	(SF) 89 x 180 x 102 (2260x4580x2590) (RF) 89 x 182 x 102 (2260x4620x2590)	(SF) 89 x 270x102 (2260 x 6860 x 2590) (RF) 89x 272 x 102 (2260 x 6910 x 2590)
Shipping Weight <sup>ii</sup> , lbs. (kg)	615 (280)	1065 (485)	1275 (580)	1315 (595)	2000 (910)	2625 (1190)	4000 (1815)	6000 (2720)
Weight, Filled, lbs. (kg)	4475 (2030)	8580 (3890)	10,235 (4645)	10,885 (4935)	16,900 (7665)	23,000 (10,433)	34,000 (15,420)	50,600 (22,950)
Floor Loading, lbs./sq.ft.(kg/m <sup>2</sup> )	150 (732)	286 (1396)	237 (1157)	363 (1772)	391 (1909)	531 (2593)	391 (1909)	391 (1909)
Volume of Water/Ice, gals. (l)	410 (1550)	820 (3105)	980 (3710)	1045 (3955)	1655 (6265)	2215 (8385)	3310 (12,530)	4965 (18,795)
Volume of 25% Glycol Solution in HX, gals. (l)	47 (178)	86 (326)	99 (375)	99 (375)	157 (594)	210 (795)	315 (1192)	472 (1787)
Inlet/Outlet Flange Connections, in.	4	4	4	4	4	4	4	4

Figura 4.18 Ficha técnica del tanque de almacenamiento térmico. (TRANE)



Dibujo del tanque de almacenamiento térmico (TRANE)

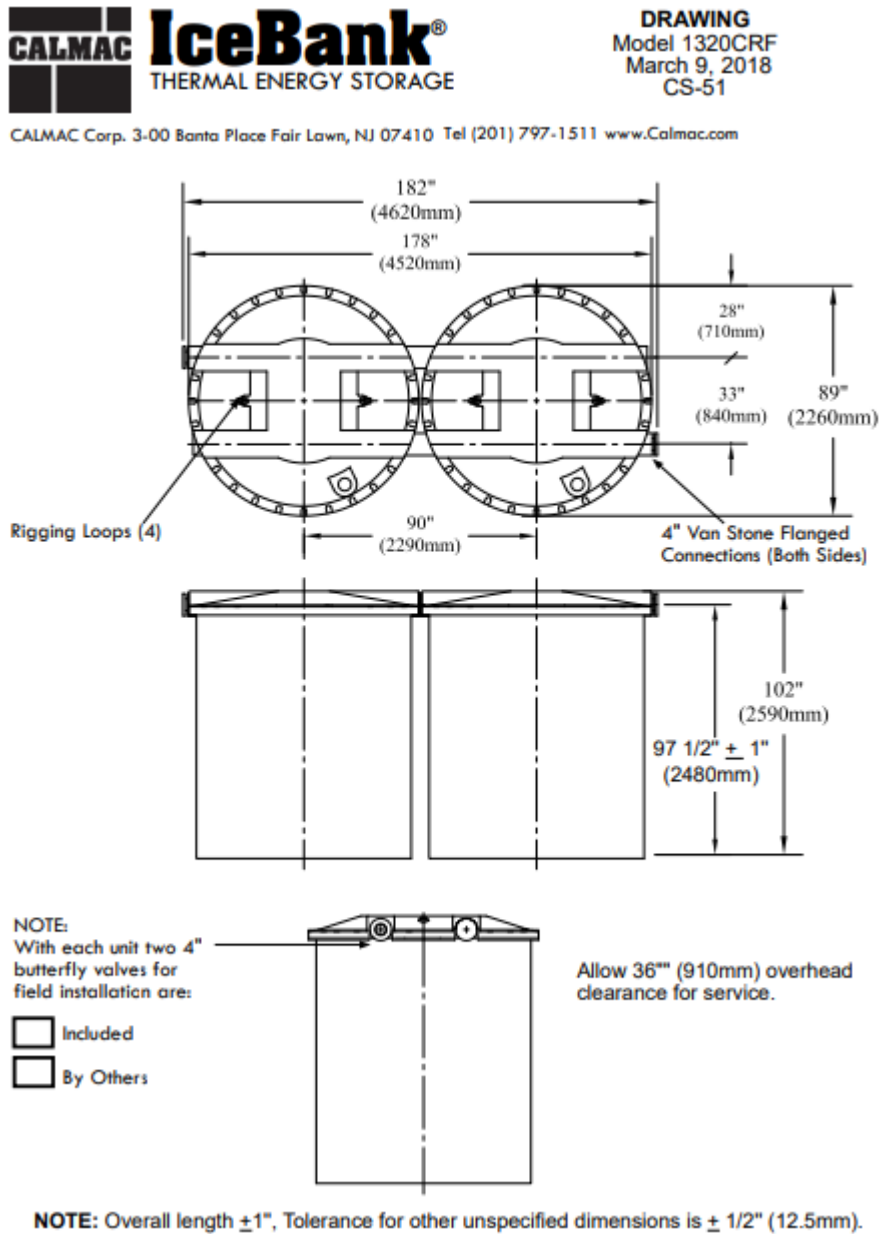


Figura 4.19 Dibujo del tanque de almacenamiento térmico. (TRANE)



## Ficha técnica del Chiller enfriador por aire (TRANE).

# Quick Select Guide

This chart is meant to be used in the preliminary planning stages, before all information about the project is known. Once more detail is available, other tools such as Trane TOPSS™ chiller selection software, CALMAC IcePick™ and Trane IceCycle should be used to verify system performance and completion of the project design. For more combinations contact your account manager.

Chiller Model	Chiller Tons		6 Hours of Charge									7 Hours of Charge									8 Hours of Charge								
			Hours of Discharge									Hours of Discharge									Hours of Discharge								
	Day	Ice	6			8			10			6			8			10			6			8			10		
CGAM 20	20.5	14.0	207	1	36	248	1	34	289	1	33	221	1	39	262	1	36	303	1	34	235	1	41	276	1	38	317	1	36
CGAM 26	26.1	18.4	267	1	47	319	1	44	371	1	42	285	1	50	337	1	47	390	1	44	304	2	53	356	2	49	408	1	46
CGAM 30	30.0	20.4	302	1	53	362	1	50	422	1	48	323	2	57	383	1	53	443	1	50	343	2	60	403	2	56	463	2	53
CGAM 35	34.6	24.0	352	2	62	421	1	58	490	1	56	376	2	66	445	2	62	514	2	58	400	2	70	469	2	65	538	2	61
CGAM 40	40.0	26.2	397	2	70	477	2	66	557	2	63	424	2	74	504	2	70	584	2	66	450	2	79	530	2	74	610	2	69
CGAM 52	51.3	35.8	523	2	92	625	2	87	728	2	83	559	2	98	661	2	92	764	2	87	594	3	104	697	2	97	800	2	91
CGAM 60	59.5	40.6	600	2	105	719	2	99	838	2	95	641	3	112	760	2	104	879	2	100	682	3	120	801	3	110	920	3	105
CGAM 70	69.6	48.2	707	3	124	846	2	116	985	2	112	755	3	132	894	3	123	1033	3	117	803	3	141	942	3	129	1082	3	123
CGAM 80	79.5	54.4	804	3	141	963	3	132	1122	3	127	858	3	151	1017	3	140	1176	3	134	912	4	160	1071	4	147	1230	3	140

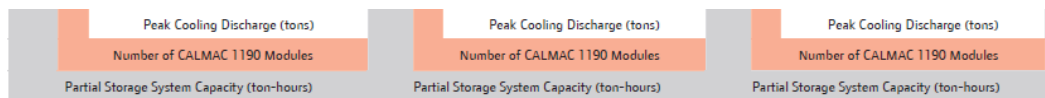


Figura 4. 20 Ficha técnica del Chiller enfriador por aire. (TRANE)





## General Data

**Table 1. General data, 60 Hz, high efficiency (I-P) (continued)**

Size	20	26	30	35	40	52	60	70	80	90	100	110	120	130
<b>Round Tube and Plate Fin Coils</b>														
Refrig charge/ckt <sup>(a)</sup> (lbs)	32	34	44	48	32	32	44	48	74	78	90	86	86	112
Oil charge/ckt <sup>(a)</sup> (gal)	1.7	1.7	1.9	3.5	1.7	1.7	1.9	3.5	3.5	3.5	3.5	3.7	3.8	5.8
<b>Microchannel Coils</b>														
Refrig charge/ckt <sup>(a)</sup> (lbs)	19	22.5	28	35	19	20.5	28	35.5	45	47	49	46	50	66
Oil charge/ckt <sup>(a)</sup> (gal)	1.4	1.4	1.6	2.9	1.4	1.4	1.6	2.9	2.9	2.9	2.9	3.0	3.1	5.4
<b>Pump Package</b>														
Avail head pressure <sup>(c)</sup> (ft H <sub>2</sub> O)	78.2	77.7	71.1	67.6	67.1	58.6	76.7	63.5	82.0	78.1	69.0	61.9	71.3	62.2
Power (HP)	5	5	5	5	5	5	7.5	7.5	10	10	10	10	15	15
Expansion tank volume (gal)	5	5	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6	6
Buffer tank volume (gal)	140	140	140	140	140	140	140	140	152	152	195	195	195	195
<b>Partial Heat Recovery</b>														
Water storage/ckt <sup>(a)</sup> (gal)	0.02	0.02	0.02	0.03	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.06	0.06
Max flow (gpm)	39	39	39	39	78	78	78	78	127	127	127	127	127	127
Water connection (in)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5

(a) Data shown for one circuit only. The second circuit always matches.

(b) Microchannel coils are split horizontally between the condenser and subcooler coil.

(c) Pump available head pressure is based on 44/54°F evaporator with water, .0001 hr-ft<sup>2</sup>-°F/Btu, 95°F ambient and 0 ft elevation.

**Figura 4.21 Datos generales de enfriador con condensador enfriado por aire y compresor tipo Scroll. (TRANE)**

## Dibujo del Chiller enfriador por aire (TRANE)

Enfriador con condensador enfriado por aire y compresor tipo scroll

# Datos de desempeño

Tabla 4 – Desempeño bajo carga parcial – 60 Hz

Tam. unid.	Toneladas en carga total	EER en carga total	IPLV EER	Carga total kW enfriamiento	CDD en carga total	IPLV CDD
20	19,6	10,1	14,1	68,8	3,0	4,1
26	25,0	10,0	15,1	87,9	2,9	4,4
30	28,2	10,1	15,1	99,2	3,0	4,4
35	33,1	10,0	15,3	116,4	2,9	4,5
40	38,2	10,0	13,8	134,2	2,9	4,1
52	49,0	10,0	15,2	172,2	2,9	4,4
60	56,6	10,3	15,3	199,0	3,0	4,5
70	66,3	10,2	15,5	233,0	3,0	4,5
80	75,8	10,5	15,3	266,5	3,1	4,5
90	85,4	10,4	16,0	300,2	3,1	4,7
100	96,0	10,6	15,3	337,4	3,1	4,5
110	104,4	10,3	15,2	367,0	3,0	4,5
120	113,9	10,2	15,3	400,5	2,9	4,4
130	23,3	10,5	16,2	433,6	3,1	4,7

1. Valores de IPLV (eficiencia con carga parcial) especificados de acuerdo con la Norma AHRI 550/590.
2. Los valores de EER/CDD e IPLV incluyen compresores, ventiladores del condensador y kW de control.
3. El desempeño está basado en la tensión de 460.

**Figura 4.22 Datos de desempeño de enfriador con condensador enfriado por aire y compresor tipo scroll. (TRANE)**

Figure 8. Dimensions, 20 to 35 ton units with options

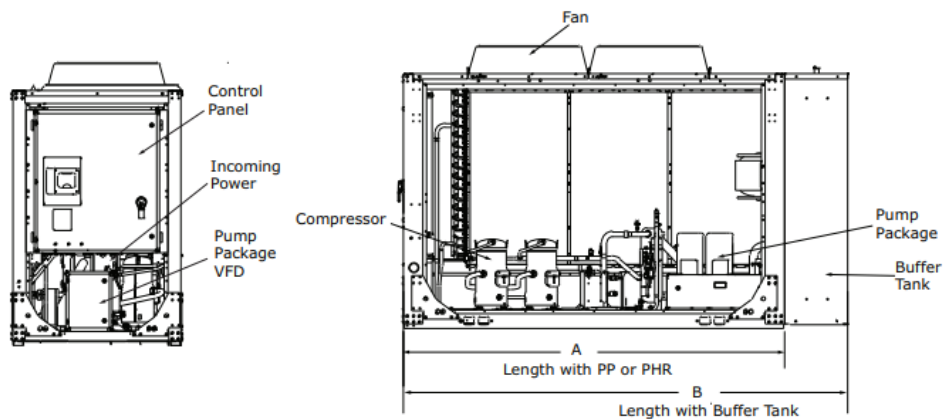


Table 16. Dimensions, 20 to 35 ton units with options

Unit Size (tons)	A		B	
	in	mm	in	mm
20, 26	113.8	2890	134.0	3404
30, 35	149.8	3804	170.1	4320

**Figura 4. 23 Características de enfriador con condensador enfriado por aire y compresor tipo scroll. (TRANE)**