

DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA PARA LA
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Y ESTUDIO DE SU
VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA

ANGEL ANTONIO CARRILLO ACEROS

WENDY JOHANA PUELLO RAMÍREZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2020

DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA PARA LA
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Y ESTUDIO DE SU
VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA

ANGEL ANTONIO CARRILLO ACEROS

WENDY JOHANA PUELLO RAMÍREZ

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

Director:

David Alfredo Fuentes Diaz

Ph.D. Tecnología Energética

Codirector

Rafael Hernán Rivera Caballero

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2020

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	13
1. OBJETIVOS	15
1.1 OBJETIVO GENERAL	15
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
2. MARCO TEÓRICO	16
2.1 REFERENTES TEÓRICOS	16
2.1.1 Red de distrito de frío para climatización de espacios	16
2.1.2 Modelamiento geométrico en SketchUp	19
2.1.3 Simulación térmica con OpenStudio	22
3. DISEÑO METODOLÓGICO	26
3.1 ESTABLECER LAS CARGAS TÉRMICAS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE LOS EDIFICIOS QUE HARÁN PARTE DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DE LA UNIVERSIDAD	26
3.2 ESTABLECER UNA ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA	26
3.3 ESTUDIAR LA VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA DEL PROYECTO DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DURANTE SU CICLO DE VIDA	27
4. PROCEDIMIENTO PARA ESTABLECER LAS CARGAS TÉRMICAS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE LOS EDIFICIOS QUE HARÁN PARTE DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DE LA UNIVERSIDAD	27
4.1 MODELAMIENTO GEOMÉTRICO EN TRES DIMENSIONES DE LOS EDIFICIOS CON EL PROGRAMA <i>SKETCHUP</i>	28
4.1.1 Geometría del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica	28
4.1.2 Geometría del Edificio de Laboratorios de Ciencias Humanas	30
4.2 MODELAMIENTO ENERGÉTICO DE LOS EDIFICIOS CON EL PROGRAMA <i>OPENSTUDIO</i>	32

4.2.1 Condiciones meteorológicas y de ubicación	32
4.2.2 Horarios	33
4.2.3 Construcciones	38
4.2.4 Cargas	43
4.2.5 Sistema HVAC	46
4.2.6 Parámetros de simulación	50
4.2.7 Resumen de resultados	51
4.2.7.2 Resumen de resultados para el Edificio Ciencias humanas	60
5. DISEÑO DEL CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA	78
5.1 CARACTERIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	78
5.1.1 Sistema HVAC del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica	78
5.1.2 Sistema HVAC del Edificio de Ciencias Humanas	82
5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA	89
5.2.1 Consideraciones de diseño	90
5.2.2 Diseño del sistema de distribución	91
5.2.3 Funcionamiento del sistema de distribución	92
5.3 CÁLCULOS, DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	96
5.3.1 Requerimientos	96
5.3.2 Consideraciones	97
5.3.3 Cálculos y dimensionamiento	98
5.3.4 Selección de equipos y componentes	114
6. ESTUDIO DE LA VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA	119
6.1 ESTUDIO DE LA VIABILIDAD TÉCNICA	119
6.1.1 Ahorro energético	120
6.1.2 Capacidad de enfriamiento sobrante	175
6.2 ESTUDIO DE LA VIABILIDAD FINANCIERA	175
6.2.1 La previsión de las tarifas de la Electrificadora de Santander S.A. ESP	176

6.2.2 El costo de la inversión en el sistema propuesto	178
6.2.3 Ingreso anual estimado por el ahorro de energía	180
6.2.4 Estudio de tres escenarios: realista, optimista y pesimista	180
7. CONCLUSIONES	184
BIBLIOGRAFÍA	186

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Monitoreo y control del sistema de aire acondicionado de la escuela de ingeniería mecánica.....	14
Figura 2. Generalidades de un distrito térmico	17
Figura 3. Distrito térmico intramural	18
Figura 4. Distrito térmico extramural	19
Figura 5. Interfaz de trabajo <i>SketchUp</i>	20
Figura 6. Barra de herramientas del Plugin OpenStudio dentro de SketchUp ..	21
Figura 7. Interfaz de OpenStudio Inspector	22
Figura 8. Resumen de las Pestañas de OpenStudio	23
Figura 9. Modelo tridimensional del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica	28
Figura 10. Edificio con sombras.....	29
Figura 11. Edificio definido a partir de las condiciones de transferencia de calor a través de superficies	30
Figura 12. Modelo tridimensional del Edificio de Ciencias Humanas.....	30
Figura 13. Edificio con sombras.....	31
Figura 14. Edificio definido a partir de las condiciones de transferencia de calor a través de superficies	31
Figura 15. Código de colores.....	34
Figura 16. Mapa de zonas climáticas de los Estados Unidos	38
Figura 17. Categorización de zonas climáticas.....	39
Figura 18. Sistema VAV.....	48
Figura 19. Bucle de agua fría.....	49
Figura 20. Bucle de agua de enfriamiento	50
Figura 21. Air Cooled Scroll Chiller de 130 KW (36,97 TR)	79
Figura 22. Bomba GRUNDFOS TP 80-340 / 4 AFA-BAQE	80
Figura 23. Curvas características de la bomba TP 80-340 / 4 AFA-BAQE	81
Figura 24. Electronic Pressure Independent Valve	82
Figura 25. Water Cooled Screw Chiller.....	84
Figura 26. Bomba GRUNDFOS TPE 80-570 / 2 AFA-BAQE	85
Figura 27. Curvas características de la bomba TPE 80-570 / 2 AFA-BAQE.....	86

Figura 28. Torre de enfriamiento BAC-1500 XE	87
Figura 29. Bomba GRUNDFOS TPE 80-330/2 S-A-F-A-BQQE	88
Figura 30. Curvas características de la bomba TPE 80-330/2 S-A-F-A-BQQE	89
Figura 31. Sistema de distribución.....	91
Figura 32. Sistema de distribución.....	91
Figura 33. Esquema de la válvula de globo de tres vías.....	93
Figura 34. Subsistema de retorno.....	94
Figura 35. Subsistema de suministro.....	95
Figura 36. Relación de porcentaje de incremento del COP y porcentaje de capacidad	104
Figura 37. Resultados Potencia	111
Figura 38. Red de distribución en EPANET	113
Figura 39. Bomba TPE 80-170/4 A-F-A-BQQE.....	114
Figura 40. Curvas características de la bomba TPE 80-170/4 A-F-A-BQQE7	115
Figura 41. Válvula independiente de presión electrónica 4"	116
Figura 42. Válvula de globo de tres vías.....	117
Figura 43. Válvula de combinación de GRUNDFOS.....	118
Figura 44. Válvula mariposa de cierre	119
Figura 45. Valores Típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección.....	122
Figura 46. Factor de forma para una capa cilíndrica larga.....	123
Figura 47. Factor de forma para un tubo enterrado a cierta distancia	123
Figura 48. Esquema del tramo de tubería.....	124
Figura 49. Diagrama térmico del caso: tubería expuesta al aire libre	125
Figura 50. Resultados tramo de tubería expuesta al aire libre.....	129
Figura 51. Diagrama térmico del caso: tubería en ductos.....	130
Figura 52. Resultados de tramo de tubería en ductos	133
Figura 53. Esquema del tramo de tubería.....	133
Figura 54. Resultados de tramo de tubería subterránea.....	136
Figura 55. Resultado de tramo de tubería en sótano de Ciencias Humanas..	138
Figura 56. Resultados de la operación individual de cada sistema HVAC.....	143
Figura 57. Resultados de la operación individual de cada sistema HVAC.....	145

Figura 58. Perfil de potencia de ahorro.....	148
Figura 59. Resultados operación (Primer caso).....	151
Figura 60. Resultados operación (Segundo caso).....	155
Figura 61. Resultados operación (Tercer caso).....	159
Figura 62. Resultados operación (Cuarto caso).....	166
Figura 63. Resultados operación (Quinto caso).....	174
Figura 64. Proyección del costo de la energía.....	177
Figura 65. Pronóstico de las tarifas ESSA.....	178

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Datos del día de diseño	33
Tabla 2. Horarios	34
Tabla 3. Tipos de horarios para el modelo de horario de Laboratorios	35
Tabla 4. Características de las construcciones.....	40
Tabla 5. Características de cada uno de los materiales utilizados.....	41
Tabla 6. Cargas modelo de los edificios	43
Tabla 7. Carga por personas Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica	44
Tabla 8. Especificaciones de diseño del aire exterior	45
Tabla 9. Flujo de diseño por infiltración	46
Tabla 10. Parámetros de enfriamiento.....	47
Tabla 11. Área de construcción	51
Tabla 12. Relación de área pared-ventana.....	52
Tabla 13. Relación de área pared-ventana acondicionada.....	52
Tabla 14. Enfriamiento sensible de las zonas térmicas	53
Tabla 15. Ganancia pico por zonas de calor sensible.....	55
Tabla 16. Dimensionamiento de componentes	58
Tabla 17. Área de construcción	61
Tabla 18. Relación de área pared-ventana.....	61
Tabla 19. Relación de área pared-ventana acondicionada.....	61
Tabla 20. Enfriamiento sensible de las zonas térmicas	62
Tabla 21. Ganancia pico de calor sensible	69
Tabla 22. Dimensionamiento de los componentes del sistema HVAC	76
Tabla 23. Relación de porcentaje de capacidad e incremento del COP	103
Tabla 24. Ganancia de calor por tuberías en el sistema de distribución de agua fría.....	139
Tabla 25. Costo total de inversión.....	178
Tabla 26. Lista del costo de los equipos para el sistema de distribución.....	179
Tabla 27. Tiempo de recuperación de la inversión para los diferentes escenarios	182

LISTA DE ANEXOS

“Los anexos están adjuntos y puede visualizarlos en base de datos de la biblioteca UIS”

ANEXO A. Catálogo LG Air-Cooled Scroll Chiller de equipos HVAC Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica.

ANEXO B. Catálogo Water Cooled Screw de equipos HVAC Edificio de Ciencias Humanas.

ANEXO C. Tablas de combinaciones para los distintos rangos de capacidad.

ANEXO D. Tarifa1-ESSA-2013.

ANEXO E. Tarifa1-ESSA-2014.

ANEXO F. Tarifa1-ESSA-2015.

ANEXO G. Tarifa1-ESSA-2016.

ANEXO H. Tarifa1-ESSA-2017.

ANEXO I. Tarifa1-ESSA-2018.

ANEXO J. Tarifa1-ESSA-2019.

ANEXO K. Tarifa1-ESSA-2020.

ANEXO L. Configuración del modelo de los edificios en los programas SketchUp y OpenStudio

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA PARA LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER Y ESTUDIO DE SU VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA*

AUTOR: ANGEL ANTONIO CARRILLO ACEROS, WENDY JOHANA PUELLO RAMÍREZ**

PALABRAS CLAVE: CARGA, DEMANDA, CAPACIDAD, SOBREDIMENSIONAMIENTO, OPTIMIZACIÓN, APROVECHAMIENTO, VIABILIDAD, SIMULACIÓN

DESCRIPCIÓN: Este trabajo empieza con una descripción del problema, en la cual se resaltan las necesidades y oportunidades de mejora que tiene la Universidad Industrial de Santander con respecto al aprovechamiento de la capacidad de enfriamiento instalada de los equipos de aire acondicionado en los principales edificios que hacen parte del campus universitario, en especial el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y el nuevo Edificio de Ciencias Humanas.

Seguidamente, se detallan conceptualmente los temas más relevantes para una mejor comprensión de los distritos térmicos, los tipos que existen actualmente y los componentes que los conforman; también, se explica de manera general en qué consisten los programas de ingeniería a utilizar para cumplir los objetivos planteados.

Finalmente, se detallan los cálculos y el procedimiento a seguir para establecer las cargas térmicas de los edificios que harán parte del sistema de distribución de agua fría, mostrando los principales parámetros asociados así como también los resultados más relevantes; en el planteamiento de la alternativa de diseño del sistema, se explican las consideraciones tenidas en cuenta, los cálculos asociados y la selección de los componentes más determinantes; en el análisis de la viabilidad técnica y financiera del proyecto, se realiza un estudio para determinar dicha viabilidad, basado en principios financieros y de ingeniería a que haya lugar, teniendo en cuenta también los factores técnicos que apliquen.

*Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD. Tecnología Energética. Codirector: Rafael Hernán Rivera Caballero. Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN OF A COLD-WATER DISTRIBUTION SYSTEM FOR UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER AND STUDY OF ITS TECHNICAL AND FINANCIAL FEASIBILITY *

AUTHOR: ANGEL ANTONIO CARRILLO ACEROS, WENDY JOHANA PUELLO RAMÍREZ**

KEY WORDS: LOAD, DEMAND, CAPACITY, OVERSIZE, OPTIMIZATION, USE, VIABILITY, SIMULATION

DESCRIPTION: This work begins with a description of the problem, in which the needs and opportunities for improvement that the Industrial University of Santander has regarding the use of the installed updating capacity of the air conditioning equipment in the main buildings that are part of from the university campus, especially the Mechanical Engineering Laboratory Building and the new Human Sciences Building.

Next, the most relevant topics are conceptually detailed for a better understanding of thermal districts, the types that currently exist and the components that make them up; Also, it is explained in a general way what the engineering programs to use to meet the objectives are.

Finally, the calculations and the procedure to be followed to establish the thermal loads of the buildings that will be part of the cold water distribution system are detailed, showing the main associated parameters as well as the most relevant results; In the approach to the alternative design of the system, the considerations taken into account, the associated calculations and the selection of the most determining components are explained; In the analysis of the technical and financial viability of the project, a study is carried out to determine said viability, based on the financial and engineering principles applicable, also taking into account the technical factors that apply.

* Degree work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: David Alfredo Fuentes Díaz. PhD. Energy Technology. Co-director: Rafael Hernán Rivera Caballero. Ingeniero Mecánico.

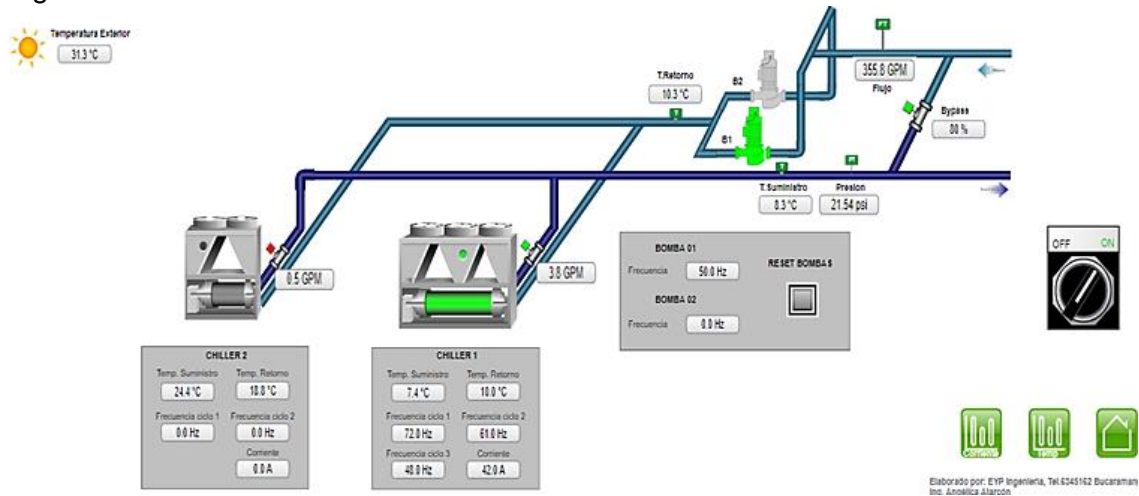
INTRODUCCIÓN

La Universidad Industrial de Santander cuenta con sistemas de aire acondicionado en la mayor parte de sus instalaciones, destacándose por su gran capacidad el Laboratorio de Ingeniería Mecánica que posee un equipo de enfriamiento con capacidad de 100 toneladas de refrigeración (TR), el Auditorio Luis A. Calvo con 70 (TR), el Centro de Tecnologías de Información y comunicación (CENTIC) con 180 (TR), antiguo Edificio de Ciencias Humanas con 180 (TR), Biblioteca con 168 (TR) e Ingeniería Química con 75 (TR). Sumado a ello se instalarán alrededor de 320 (TR) en el nuevo Edificio de Ciencias Humanas.

Se realizó una visita exploratoria con el propósito de revisar los sistemas de aire acondicionado en algunos de los edificios anteriormente mencionados, de la cual no se tiene registro, y se observó que se encontraban trabajando a carga parcial; en el CENTIC se evidenció que de los ocho compresores con los que cuenta el sistema tan solo tres se encontraban trabajando, en Biblioteca y Ciencias Humanas, de los dos compresores, tan sólo uno estaba funcionando, y en particular para el caso de la Biblioteca, según el tablero de monitoreo éste estaba trabajando al sesenta por ciento de su capacidad.

La situación problema que se evidencia está relacionada con el sobredimensionamiento de los equipos usados para el acondicionamiento de aire, en particular, en el edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y en el nuevo Edificio de Ciencias Humanas; el primero posee dos equipos con capacidad de enfriamiento aproximada de 100 (TR) y el segundo con capacidad de 320 (TR), de la cual tan solo se utiliza aproximadamente el sesenta por ciento en los días con mayor demanda, el resto de los días está por debajo de este valor. La figura a continuación muestra el monitoreo y control del sistema de aire acondicionado del Laboratorio de Ingeniería Mecánica, el día 14 de mayo del 2019 a las 10:05 a.m., en la figura 1, se puede apreciar que sólo estaba funcionando el enfriador de agua de mayor capacidad, el cual se encuentra resaltado con color verde, esto ocurre de lunes a viernes, el sábado sólo funciona el de menor capacidad.

Figura 1. Monitoreo y control del sistema de aire acondicionado de la escuela de ingeniería mecánica



Fuente: Sistema de monitoreo y control Aire Acondicionado Escuela de Ingeniería Mecánica.

Esta situación quiere decir que la demanda de energía térmica de este edificio es inferior para la capacidad que tiene el equipo de enfriamiento. Por lo tanto, el propósito de este proyecto es aprovechar la capacidad sobrante de los sistemas de aire acondicionado de los edificios que harán parte de la red del sistema de distribución de agua fría propuesta, a la vez que se permitirá la operación de los sistemas en el punto de mayor rendimiento. Sumado a ello, otros edificios que no cuentan con el servicio podrían conectarse y verse beneficiados, lo que generaría un impacto positivo tanto en lo económico, social y ambiental.

En consecuencia, se puede ver que hay una oportunidad de mejora con respecto al sobredimensionamiento de los sistemas, pudiendo aprovechar la capacidad sobrante en otros edificios que no cuentan con el servicio de aire acondicionado o uniendo los sistemas de acondicionamiento de aire de los edificios que se encuentran cercanos para que entre estos se supla la demanda y se logre un máximo rendimiento en la operación, dejando espacio para conectar otros y así crear un anillo de distribución.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de distribución de agua fría para la Universidad Industrial de Santander y estudiar su viabilidad técnica y financiera con el fin de aprovechar la carga térmica sobrante de los actuales sistemas de aire acondicionado de los edificios que harán parte del anillo que cubre este proyecto.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer las cargas térmicas de los sistemas de aire acondicionado de los edificios que harán parte de la red de distribución de agua fría de la universidad.
- Establecer una alternativa para el diseño del sistema de distribución de agua fría.
- Estudiar la viabilidad técnica y financiera del proyecto de distribución de agua fría durante su ciclo de vida.

ALCANCE DEL PROYECTO

El alcance de este proyecto estará centrado en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y su conexión con el edificio de Mantenimiento y Planta Física, en el cual está proyectada la construcción del Edificio de Ciencias Humanas.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 REFERENTES TEÓRICOS

2.1.1 Red de distrito de frío para climatización de espacios: se basa en una configuración de tuberías aisladas que transportan un fluido de trabajo (agua) con energía térmica, desde una fuente dónde el fluido es enfriado en un equipo dispuesto para ello, hacia los diferentes puntos de consumo, donde absorbe calor con ayuda de una unidad de intercambio de calor. La finalidad de esta red de distrito es brindar confort térmico a los diferentes puntos donde se hace la transferencia de calor.

Puntos de consumo: son los lugares donde se necesita controlar la temperatura para que sea agradable permanecer en ellos, pueden ser diferentes edificios si es una red de distrito extramural o espacios en un mismo edificio si el distrito es intramural.

Fuente: es el lugar dónde se encuentran todos los equipos para enfriar el fluido, suele encontrarse dentro o fuera del edificio que requiere el servicio.

En la figura 2 se puede apreciar las generalidades de un distrito térmico y algunos de los componentes que se encuentran con frecuencia en este.

Figura 2. Generalidades de un distrito térmico



La red de distrito térmico de frío se puede dividir en intramural y extramural dependiendo del tipo de proyecto y de la necesidad del espacio en donde se va a utilizar.

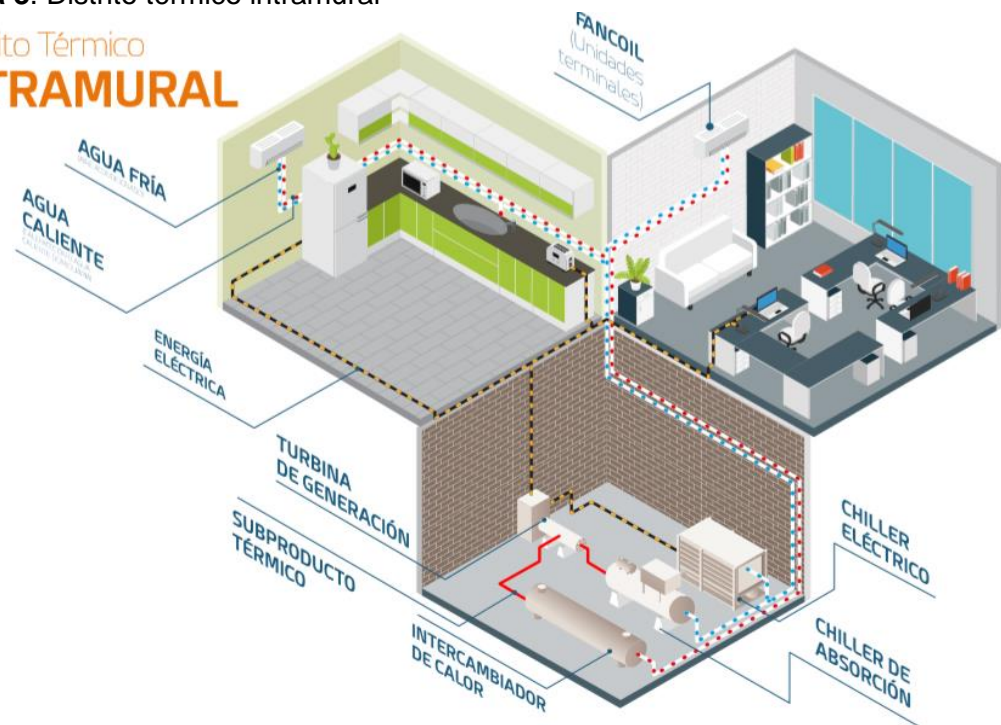
- **Intramural:** Este tipo de distrito se caracteriza por estar concentrado en el edificio en el que se supe la demanda de energía térmica. Comúnmente se encuentran localizados en la parte superior del edificio, por ejemplo, la

cubierta o en un cuarto cerrado dispuesto en el sótano de este, como se muestra en la figura 3.¹

- **Extramural:** Este tipo de distrito soluciona las necesidades de manera independiente, está localizado en un lugar estratégico dispuesto para suministrar agua fría a varios edificios que estén conectados a la red. En la figura 4 se aprecia el esquema de un distrito térmico extramural con sus componentes principales.²

Figura 3. Distrito térmico intramural

Distrito Térmico **INTRAMURAL**

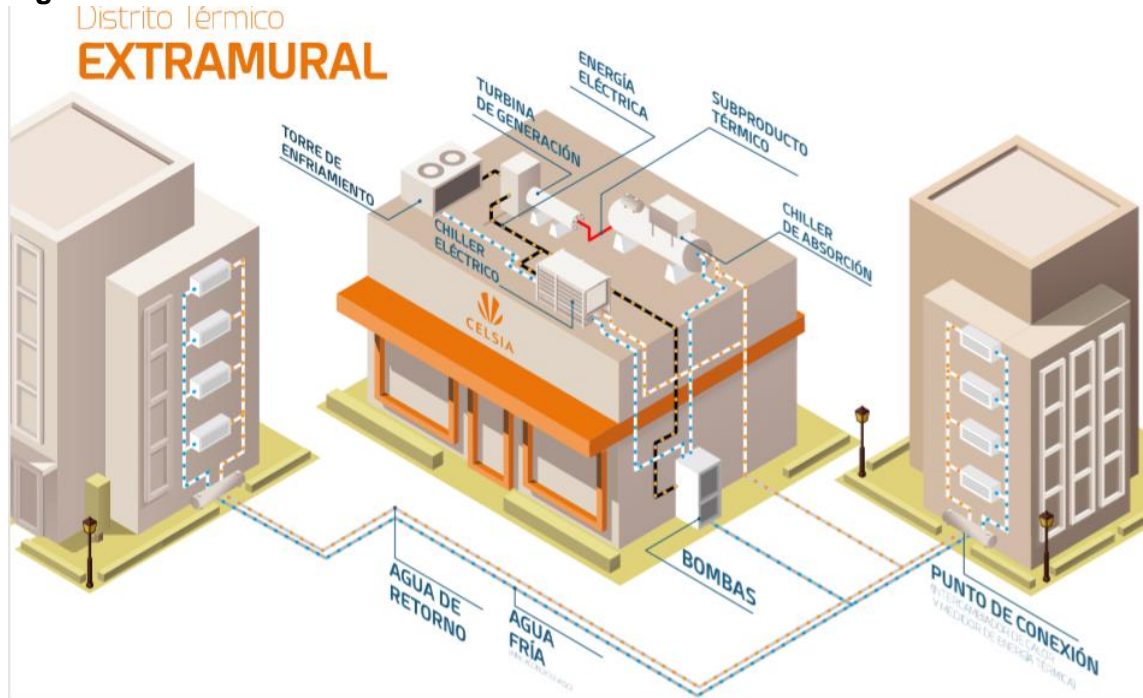


Fuente: Celsia. Distrito térmico. Disponible en: <https://www.celsia.com/es/distrito-termico>

¹ CELSIA. Guía Del Producto Distrito Térmico [Diapositiva]. Colombia. 10 p.

² Ibid., p. 9.

Figura 4. Distrito térmico extramural

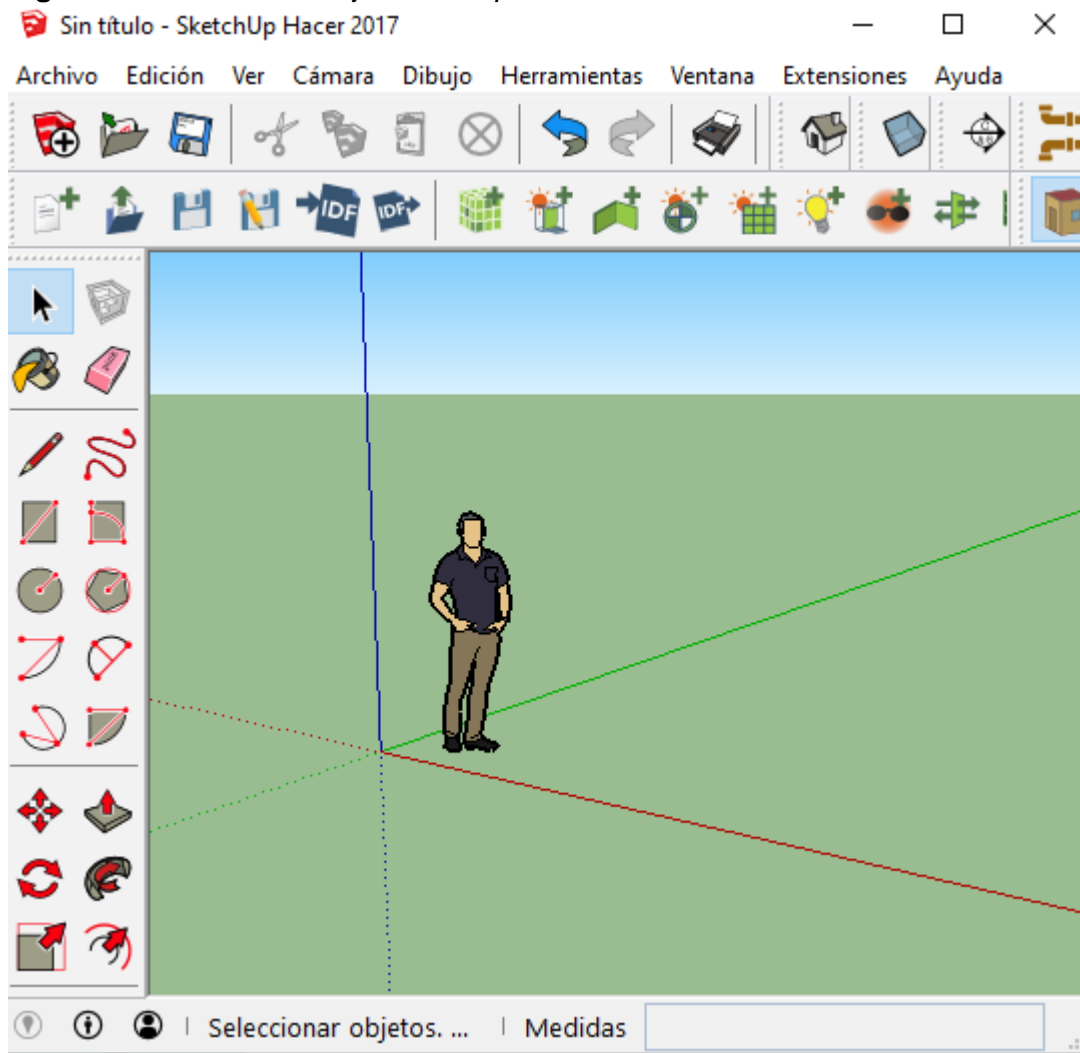


Fuente: Celsia. Distrito térmico. Disponible en: <https://www.celsia.com/es/distrito-termico>

2.1.2 Modelamiento geométrico en SketchUp: como se define en la web de OpenStudio,³ es un programa que permite el modelamiento en tres dimensiones del edificio en estudio para su posterior análisis con el plugin *OpenStudio*. Sumado a ello permite importar los planos arquitectónicos reales para hacer el montaje en 3D con todos los detalles. En este programa también se pueden agregar características de decoración, imágenes de fondo, como árboles, personas, entre otros, para hacer ver el modelo más realista. A continuación, en la figura 5 se muestra la interfaz de trabajo del programa.

³ NREL, ANL, LBNL, ORNL, PNNL. [OpenStudio. 2019]. Disponible en: <https://www.openstudio.net/>

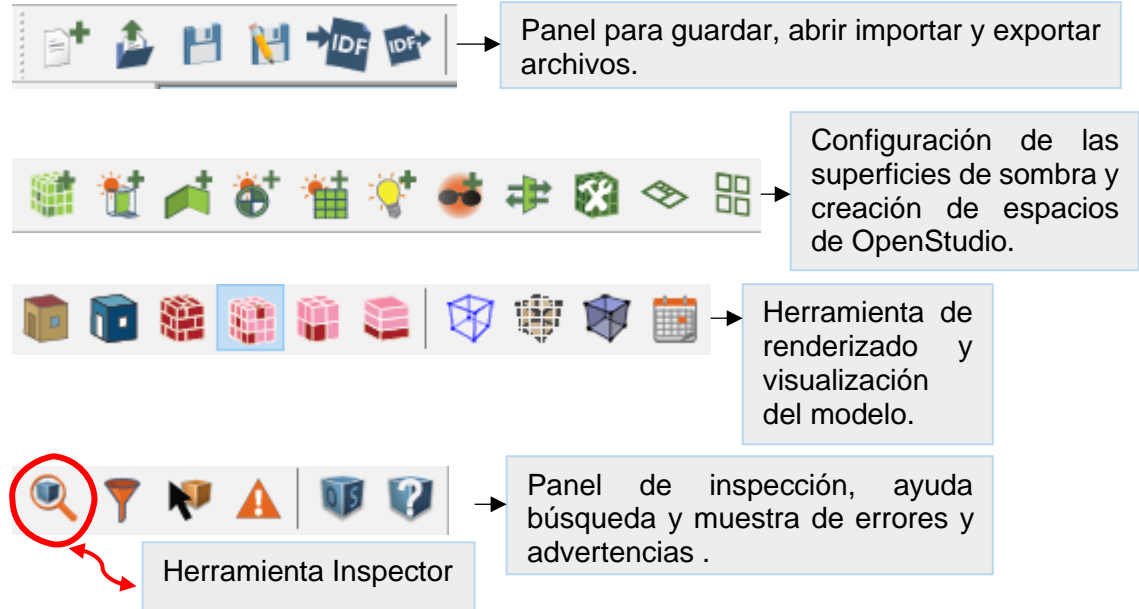
Figura 5. Interfaz de trabajo *SketchUp*



2.1.2.1 Plugin OpenStudio: es una herramienta útil que se puede integrar a *SketchUp* para editar características propias del edificio relacionadas con los materiales, tipo de superficies, zonas térmicas, crear superficies o espacios de sombra, crear grupos de superficies de particiones interiores, intersectar todas las superficies que conforman el modelo, configurar atributos para espacios seleccionados, crear espacios desde un diagrama creado desde cero o desde el esquema de un plano que haya sido importado anteriormente en *SketchUp* y permite proyectar geometrías sueltas creadas desde *SketchUp* convirtiéndolas en superficies o subsuperficies de *OpenStudio*. Sumado a ello, admite hacer renderizado por tipo de superficie, tipo de condición límite para diferenciar superficies interiores de exteriores o si están expuestas al sol o al viento, por tipo de construcción, tipo de materiales, tipo de espacio, tipo de zona térmica, por

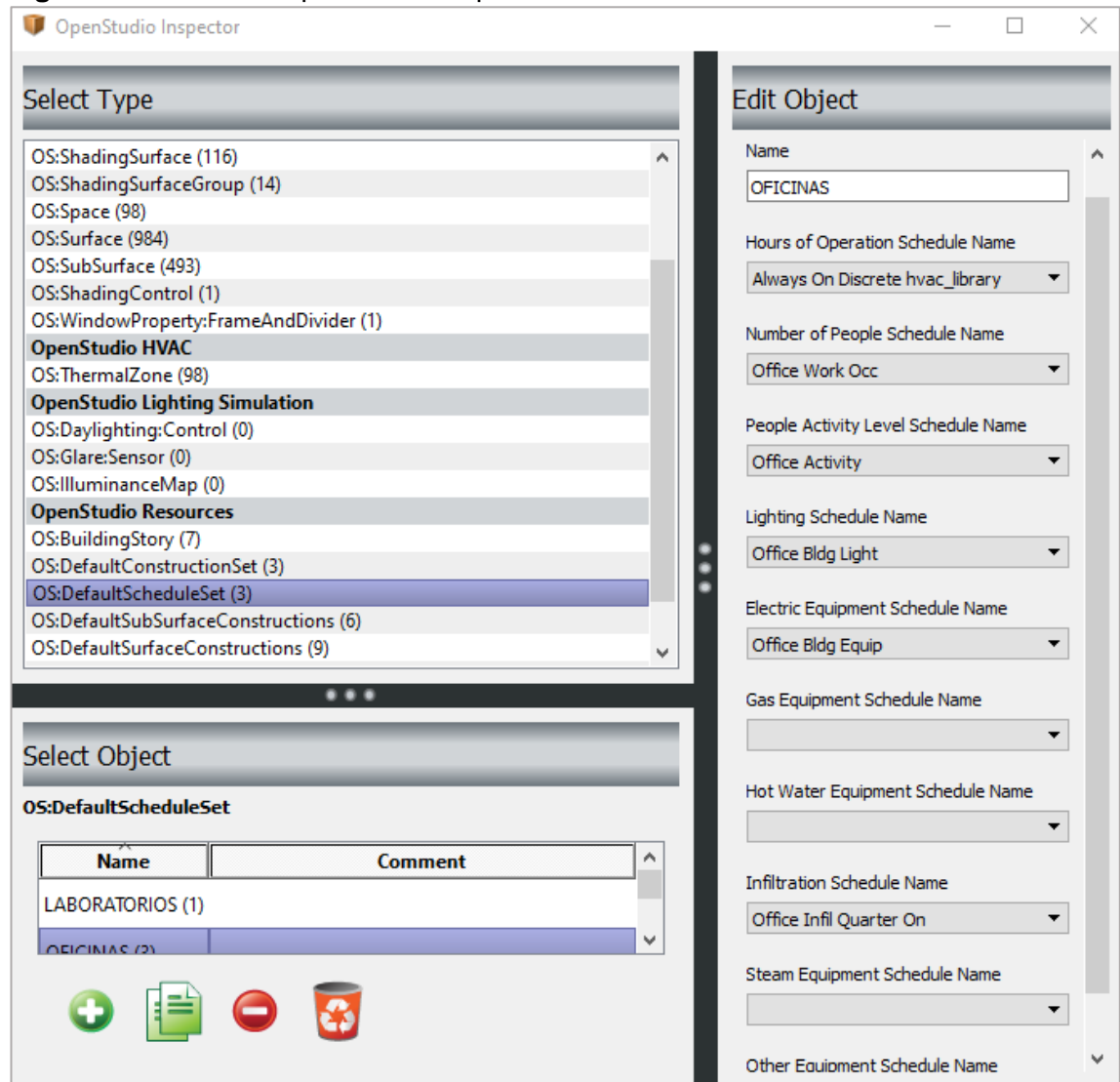
número de piso, entre otras características. A continuación, en la figura 6 se muestra la herramienta de *OpenStudio* dentro de *SketchUp*.

Figura 6. Barra de herramientas del Plugin OpenStudio dentro de SketchUp



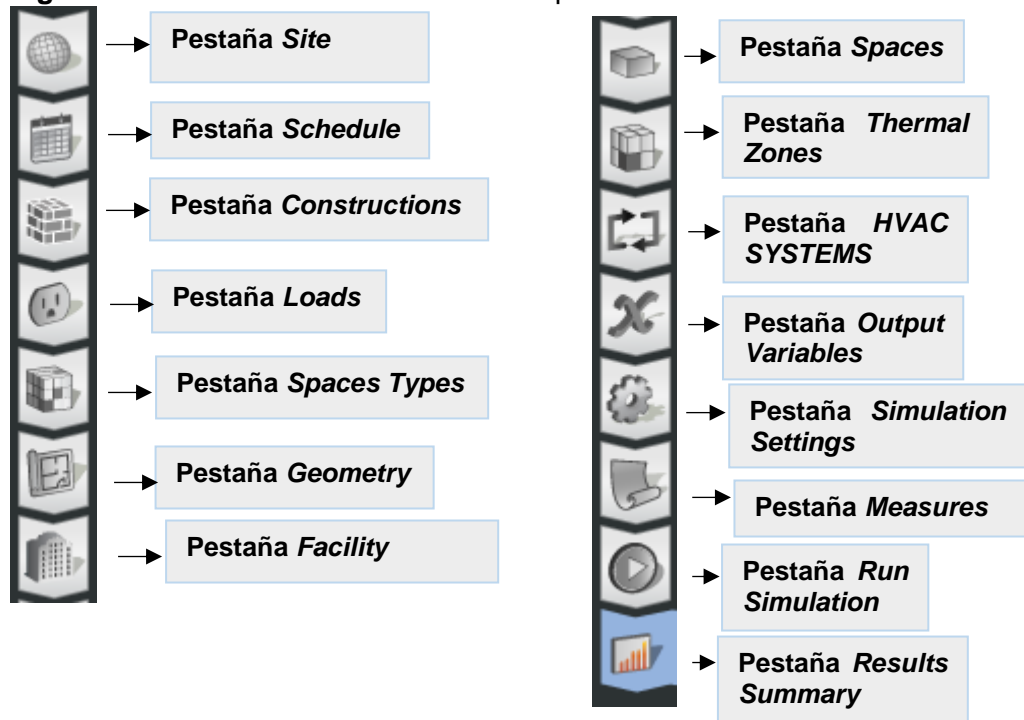
El plugin de OpenStudio, cuenta con una herramienta ventajosa llamada inspector, como se muestra resaltado en la figura anterior, permite configurar y monitorear los objetos del modelo completo (Edificio de estudio), es decir, editar todas las superficies y subsuperficies sin necesidad de salir de la interfaz de *SketchUp*, lo cual es de gran utilidad porque se pueden seleccionar directamente desde el modelo geométrico. También se puede tener un control general de toda la geometría del edificio, de las zonas térmicas creadas, y de recursos como los son la numeración de pisos, el color de los pisos, entre otras características. En la figura 7 se muestra la interfaz de OpenStudio Inspector.

Figura 7. Interfaz de OpenStudio Inspector



2.1.3 Simulación térmica con OpenStudio: Es un programa que permite el cálculo y dimensionamiento de equipos y parámetros *HVAC*, entre los que se encuentra el cálculo de la carga térmica de un edificio con la ayuda de EnergyPlus. Este programa incluye varios ítems que son todos los datos que se requieren para hacer la simulación energética, como se muestra en la figura 8. A continuación, se explica en términos generales que incluye cada opción.

Figura 8. Resumen de las Pestañas de OpenStudio



- **Pestaña Site:** aquí se ingresa el archivo de clima del lugar donde se encuentre el edificio para hacer una simulación anual o para los días de diseño en específico.

En las pestañas siguientes, el programa entrega dos posibilidades, la primera, crear un modelo propio y la segunda, utilizar las librerías que son variadas y dependen de la pestaña que se esté utilizando. Para las pestañas *Schedule*, *Constructions*, *Loads*, *Space Types*, en la opción de crear un modelo propio es necesario dividir el edificio de estudio en diferentes espacios o zonas para crear varios modelos tipo que los relacionen. En este tema se profundizará más adelante cuando se explique el desarrollo de cálculo de la carga térmica de los dos edificios en estudio con OpenStudio.

- **Pestaña Schedule:** se ingresan los datos respecto a horas de operación, número de personas, actividad de las personas, la intensidad de uso de luces, uso de equipos eléctricos, infiltración de aire, entre otros. Estos datos se pueden tomar directamente de la librería o editarlos para ajustarlos a la realidad del edificio.

- **Pestaña *Constructions*:** aquí se configuran además los materiales y las capas de materiales de las que están compuestas ya sean las paredes, el cielo raso, las ventanas, las puertas, entre otros.
- **Pestaña *Loads*:** se establecen las diferentes cargas, tales como la carga de personas, luces, equipos eléctricos, luminaria, equipos de gas, equipos de vapor, entre otros. En cada uno se crea una carga tipo, dependiendo de los espacios y zonas del edificio donde se use; para todos los casos dentro de las cargas tipo, se configuran los datos que se tengan referentes a la fracción radiante, vatios por área, vatios por persona, potencia, fracción visible, números de personas, personas por área de piso, área de piso por persona, entre otros.
- **Pestaña *Space Types*:** se definen los tipos de espacios modelo dependiendo de las características físicas y de uso del edificio en estudio. En la opción general, a cada espacio modelo creado anteriormente se le disponen las características de construcción y horarios, configurados en las pestañas anteriores. En la opción *Loads* se disponen las características de cargas modelo, configuradas anteriormente.
- **Pestaña *Geometry*:** se visualiza la geometría completa del edificio creada anteriormente en el programa SketchUp.
- **Pestaña *Facility*:** se divide en *Building*, *Story*, *Shading*. En el primer ítem se establece el eje, en el segundo se establece la altura nominal piso a piso y en el último se visualizan las sombras creadas en el programa SketchUp.
- **Pestaña *Spaces*:** está dividido en varios ítems, *properties*, *loads*, *surfaces*, *subsurfaces*, *interior partitions*, *shading*. En *properties* se crean y configuran todos los espacios reales que existen en el edificio, seguido a ello se establecen las características para cada espacio creado, como el piso al que pertenece, zona térmica y tipo de espacio modelo. A *loads* se trasladan automáticamente todas las características de carga configuradas anteriormente en la pestaña *Loads*, puesto que los tipos de espacio modelo se configuran antes con toda esa información. Finalmente, en las opciones *surfaces*, *subsurfaces* e *interior partitions*, por

cada espacio real, se visualizan las características que se configuraron en el plugin *OpenStudio* de *SketchUp* respecto a las condiciones exteriores, si están expuestas al sol, al viento, qué tipo de superficie es, si es pared interior o exterior, piso o techo, qué tipo de subsurface es, si es ventana o puerta, entre otros.

- **Pestaña *Thermal Zones*:** se visualizan las zonas térmicas por espacio real que fueron configuradas con el plugin de *OpenStudio* en el programa *SketchUp*.
- **Pestaña *HVAC Systems*:** se configura el tipo de sistema *HVAC* que será utilizado en el edificio de estudio con todos sus componentes. Entre los que están disponibles en el programa se encuentran: *VAV with Reheat*, *chilled Water Loop*, *Condenser Water Loop*, *VRF*, *Refrigeration*.
- **Pestaña *Output Variables*:** se seleccionan las variables que se necesitan ver en el reporte de resultados.
- **Pestaña *Simulation Settings*:** se configura el periodo de simulación, es decir, la cantidad de meses que el programa debe analizar, en caso de que se haga una simulación anual teniendo un archivo de clima en formato *epw*. También se configuran los parámetros de dimensionamiento, como el factor de dimensionamiento de enfriamiento y la cantidad de pasos por hora que se quiera para correr la simulación, parámetros de luminosidad, algoritmo de convección de superficie interior y exterior, algoritmo de equilibrio térmico, entre otros.
- **Pestaña *Measures*:** se configuran las medidas que se desean visualizar en el reporte final.
- **Pestaña *Run Simulation*:** después de configurar todas las pestañas anteriores, aquí se corre la simulación y muestra los errores en caso de que existan.
- **Pestaña *Result Summary*:** se muestran todos los resultados de la simulación térmica.

3. DISEÑO METODOLÓGICO

3.1 ESTABLECER LAS CARGAS TÉRMICAS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE LOS EDIFICIOS QUE HARÁN PARTE DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DE LA UNIVERSIDAD

En primera instancia, para establecer las cargas térmicas de los edificios se utilizó el programa de modelado geométrico en tres dimensiones *SketchUp* y el programa de simulación energética *OpenStudio*. En el primero, se hizo una maqueta virtual de los edificios a estudiar (Laboratorios de Ingeniería mecánica y Ciencias Humanas), la cual se utilizó en el estudio del segundo programa, donde se definieron varios parámetros que alimentan el modelo que emplea el programa para lograr el objetivo.

3.2 ESTABLECER UNA ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA

En esta etapa, se realizó el diseño de la red de distribución de agua fría con base en la información suministrada por el programa de simulación *OpenStudio*, acerca de la carga térmica de los edificios en estudio; se inició la organización de todo el sistema, donde se seleccionaron los componentes que integran la red de distribución de agua fría, y el establecimiento de los parámetros para hacer el empalme entre los diferentes circuitos que unen el Edificio de Laboratorios de ingeniería mecánica con el Edificio de Ciencias Humanas. También se definieron las especificaciones y los criterios de diseño para los cálculos correspondientes usando el *software Engineering Equation Solver (EES®)*, posteriormente se realizó la selección de los materiales de los componentes que lo requirieron, como por ejemplo el de las tuberías y los aislantes para garantizar el buen funcionamiento del sistema.

3.3 ESTUDIAR LA VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA DEL PROYECTO DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DURANTE SU CICLO DE VIDA

Finalmente, para estudiar la viabilidad técnica se hizo necesario llevar a cabo un proceso de análisis e identificación de los aspectos que demuestran que el proyecto cumple con la finalidad para la que fue propuesto, que es durable y operacionalmente funcional. Para evaluar la viabilidad financiera se determinó el tiempo de recuperación de la inversión del proyecto, para lo cual se necesitaron los datos de la potencia de ahorro con el sistema de distribución propuesto y el pronóstico del costo de la energía eléctrica para los años en que se proyectó el estudio del sistema, con la ayuda de las herramientas estadísticas y de previsión de la hoja de cálculo *Microsoft Excel*.

4. PROCEDIMIENTO PARA ESTABLECER LAS CARGAS TÉRMICAS DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE LOS EDIFICIOS QUE HARÁN PARTE DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA DE LA UNIVERSIDAD

La carga térmica se determinó con el fin de justificar el planteamiento de una alternativa solución para aprovechar la capacidad sobrante de los sistemas de aire acondicionado en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y el Edificio de Ciencias Humanas, dicha alternativa consiste en el empalme del sistema HVAC actual del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica con el respectivo que será instalado en el nuevo Edificio de Ciencias Humanas. Según lo previsto, la carga térmica que se calculó en el presente trabajo para cada edificio está por debajo de la capacidad instalada en cada edificio.

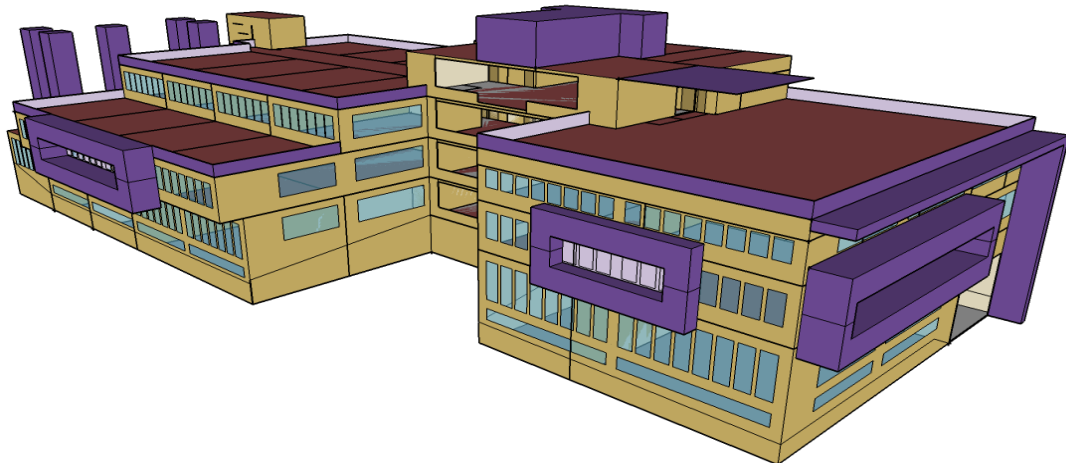
Los cálculos de la carga térmica se realizaron con la ayuda del programa *SketchUp* y *OpenStudio*, el primero permitió modelar los edificios geoméricamente y hacer el levantamiento en 3D, y el segundo el modelado energético de los edificios con la base de análisis de *EnergyPlus*.

4.1 MODELAMIENTO GEOMÉTRICO EN TRES DIMENSIONES DE LOS EDIFICIOS CON EL PROGRAMA SKETCHUP

El modelamiento tridimensional se realizó de acuerdo con los planos estructurales de los dos edificios; se tuvieron en cuenta todas las geometrías involucradas, tales como particiones internas, geometrías abiertas, superficies que proyectan sombras, propias de los edificios y externas a los mismos, todo esto con el propósito de lograr una mayor aproximación a las estructuras físicas.

4.1.1 Geometría del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica: en la figura 9 se presenta el modelo tridimensional del edificio, en el cual se aprecian todos los detalles geométricos del mismo, en este caso, el color morado representa las geometrías de sombra, el marrón los techos y el amarillo las paredes en general.

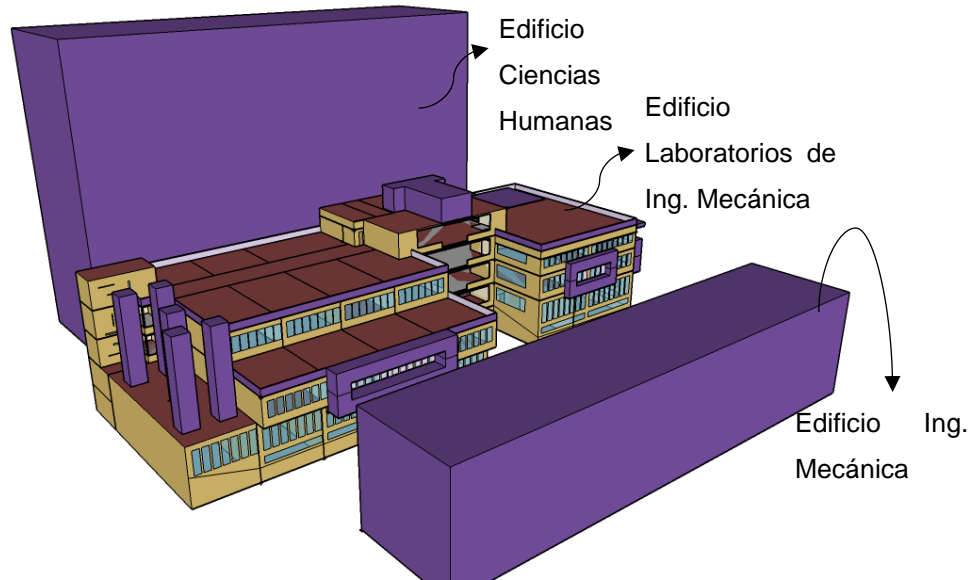
Figura 9. Modelo tridimensional del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica



Edificio con sombras: las geometrías que proyectan sombra sobre el edificio se tuvieron en cuenta debido a la influencia que tiene la sombra sobre el valor de carga térmica en el edificio, para este caso se modelaron los dos edificios que

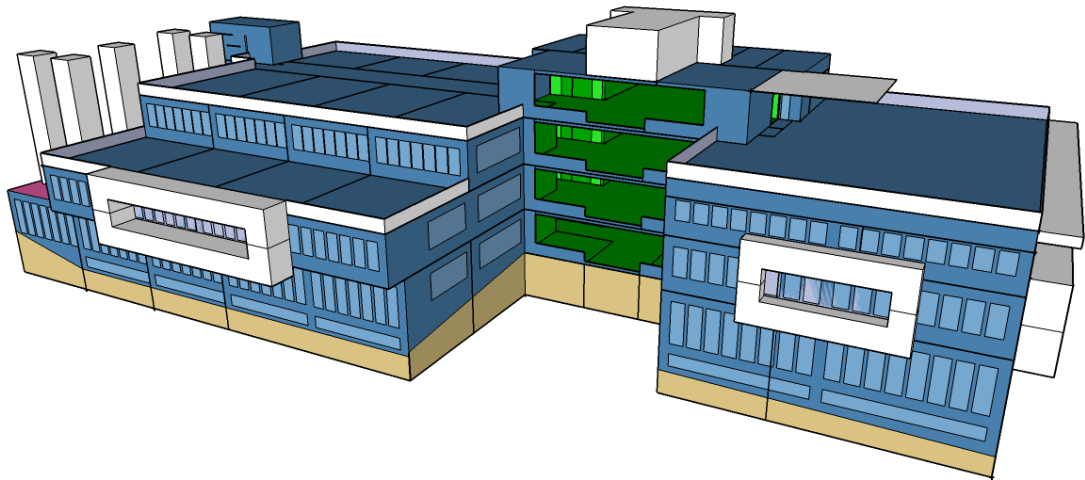
rodean al edificio en estudio, como volúmenes simplemente, como se aprecia en la figura 10.

Figura 10. Edificio con sombras



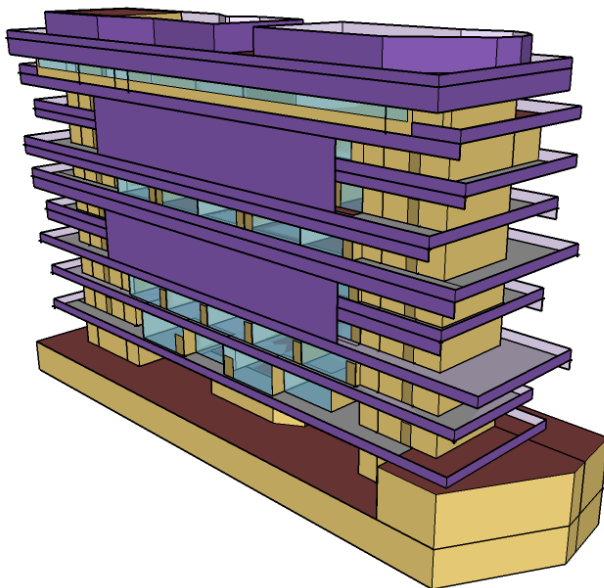
Las condiciones de transferencia de calor a través de las distintas geometrías varían de acuerdo a las condiciones de exposición de cada superficie, es por esto que se definieron diferentes condiciones de exposición, representadas por colores en el renderizado por condición de exposición; el color azul representa las condiciones exteriores, el verde indica las condiciones de las paredes interiores, el blanco las superficies de sombra y el violeta señala las superficies adiabáticas, el amarillo las superficies en contacto con la tierra, entre otros. Ver figura 11.

Figura 11. Edificio definido a partir de las condiciones de transferencia de calor a través de superficies



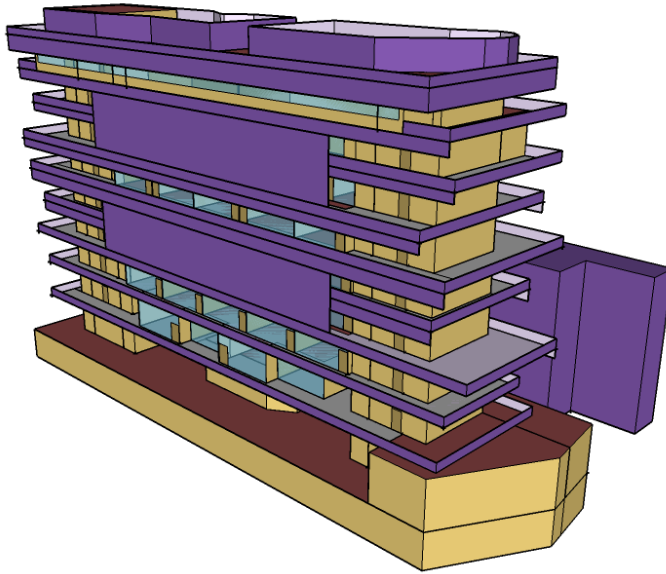
4.1.2 Geometría del Edificio de Laboratorios de Ciencias Humanas: este edificio constará de diez pisos y un sótano, en la última planta se encontrará un piso de cubiertas como se muestra en la figura 12. Los colores aplican de la misma forma que en el edificio anterior para identificar las superficies.

Figura 12. Modelo tridimensional del Edificio de Ciencias Humanas



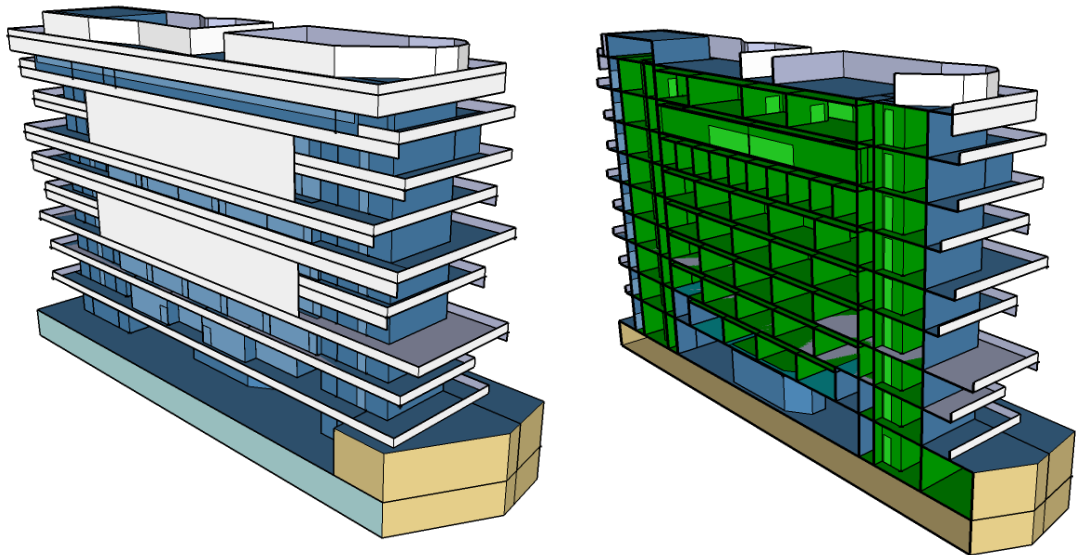
Edificio con sombras: en la parte posterior está el objeto sombra que representa al Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica, como se muestra a continuación. Ver figura 13.

Figura 13. Edificio con sombras



A continuación, se presenta el renderizado del edificio de acuerdo con las condiciones de exposición, los colores se aplican igual que en el otro edificio. Ver figura 14.

Figura 14. Edificio definido a partir de las condiciones de transferencia de calor a través de superficies



4.2 MODELAMIENTO ENERGÉTICO DE LOS EDIFICIOS CON EL PROGRAMA *OPENSTUDIO*

Con la aplicación de *OpenStudio* se agregaron las características específicas propias del modelo relacionadas con los materiales de construcción, el clima, los horarios de las estancias dependiendo de la actividad, las cargas de equipos, cargas de personas, carga de luces, infiltración y por último el sistema HVAC. A continuación, se presenta la explicación y justificación de los criterios para la definición de las características mencionadas.

4.2.1 Condiciones meteorológicas y de ubicación: la ubicación del proyecto es en la ciudad de Bucaramanga, Santander, más específicamente en las instalaciones de la sede principal de la Universidad Industrial de Santander; debido a la ubicación del proyecto, se decidió utilizar los datos meteorológicos registrados en el Aeropuerto Internacional Palonegro, puesto que no se encontraron datos específicos para la ubicación de los edificios, siendo este registro meteorológico el más cercano.

Los datos de clima son los siguientes:

- **Latitud:** 7.127 °
- **Longitud:** -73.185 °
- **Elevación:** 1187.8 msnm
- **Time zone:** -5

Sabiendo que el diseño se debe realizar para las condiciones más críticas, se decidió trabajar con un día de diseño, tomándose el día de diseño propuesto en los registros meteorológicos el cual corresponde al día 21 de marzo. Los datos del día de diseño se muestran a continuación en la tabla 1.

Tabla 1. Datos del día de diseño

DÍAS DE DISEÑO			
FECHA			
DÍA DEL MES	MES	TIPO DIA	
21	3	Verano	
TEMPERATURA			
Temperatura máxima de bulbo seco (°C)	Rango diario de Temperatura de bulbo seco (K)	Tipo de modificador del rango diario de Temperatura de bulbo seco	
28.1	6.4	Multiplicadores por defecto	
HUMEDAD			
Indicadores de condiciones de humedad en el bulbo seco máximo (°C)	Tipo de indicador de humedad		
22.5	Punto de rocío		
PRESIÓN Y PRECIPITACIÓN DEL VIENTO			
Presión barométrica (Pa)	Velocidad del viento (m/s)	Dirección del viento	
87846.0	3.350	0	
SOLAR			
Indicador de modelo solar	ASHRAE TAUB	ASHRAE TAUD	Claridad del cielo
ASHRAE <i>ClearSky</i>	0	0	1

4.2.2 Horarios: para definir los horarios de actividad en los edificios, se establecieron horarios para cada grupo de espacios similares de los edificios, los cuales son: horario de laboratorios, horario de oficinas y horario de salones, luego se configuraron los horarios con relación al tiempo de operación, número de personas, actividad de las personas, uso de luces, equipos eléctricos, entre otros según corresponda, ver tabla 2.

Tabla 2. Horarios

Horarios	Horas de operación	Numero de personas	Actividad de personas	Iluminación	Equipos eléctricos	Infiltración
Laboratorios	Always On discrete hvac_library	Large Office Bldg Occ	Large Office Activity	Large Office Bldg Light	Large Office Bldg Equip	Large Office Infil Quarter On
Salones	Always On discrete hvac_library	Medium Office Bldg Occ	Medium Office Activity	Office Bldg Light	Medium Office Bldg Equip	Medium Office Infil Quarter On
Oficinas	Always On discrete hvac_library	Office Work Occ	Office Activity	Office Bldg Light	Office Bldg Equip	Office Infil Quarter On

En la tabla 3 se explica cada uno de los horarios utilizados para el modelo de horario de Laboratorios, se definieron de manera que logren simular lo mejor posible la operación en los edificios, cada uno de ellos contiene una gráfica que relaciona el tiempo. A continuación, se presenta el código de colores para la interpretación de las gráficas de los horarios. Ver figura 15.

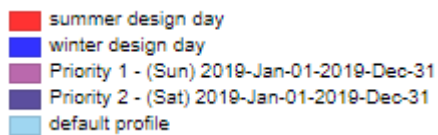
Figura 15. Código de colores

Tabla 3. Tipos de horarios para el modelo de horario de Laboratorios

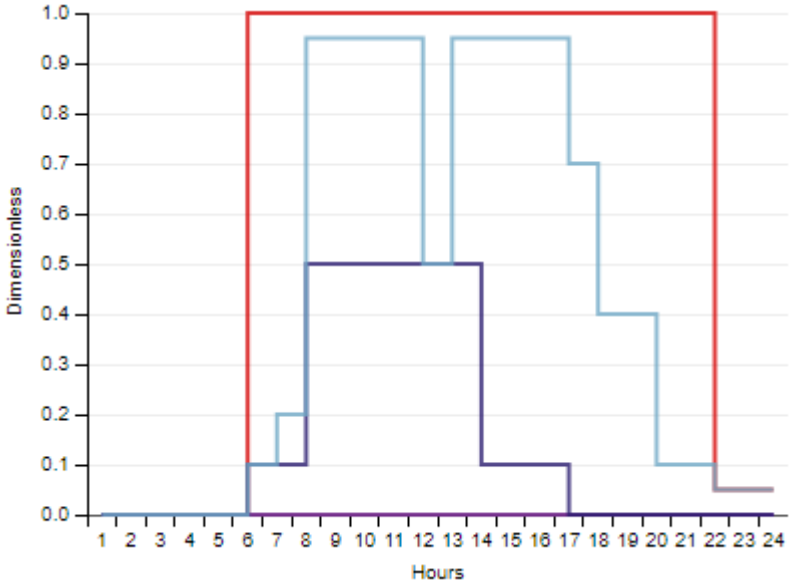
Tipo de horario	Explicación
<p>Large Office Bldg Occ</p>	<p>Este tipo de <i>Schedule</i> fraccional mide de 0 a 1 el nivel de ocupación durante el día. Se tiene que la ocupación mayor es para los rangos de horas entre las 7 a.m. a las 12 p.m. y desde las 2 hasta las 5 p.m.</p> 

Tabla 3. Continuación

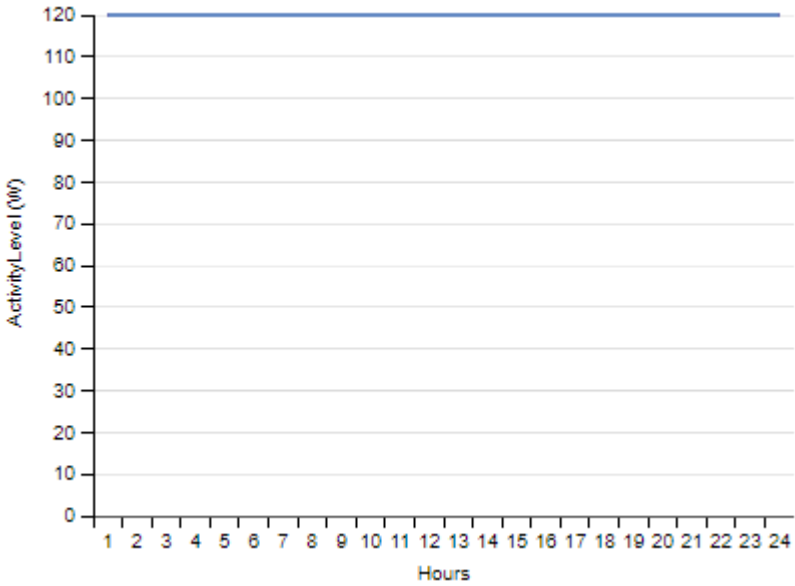
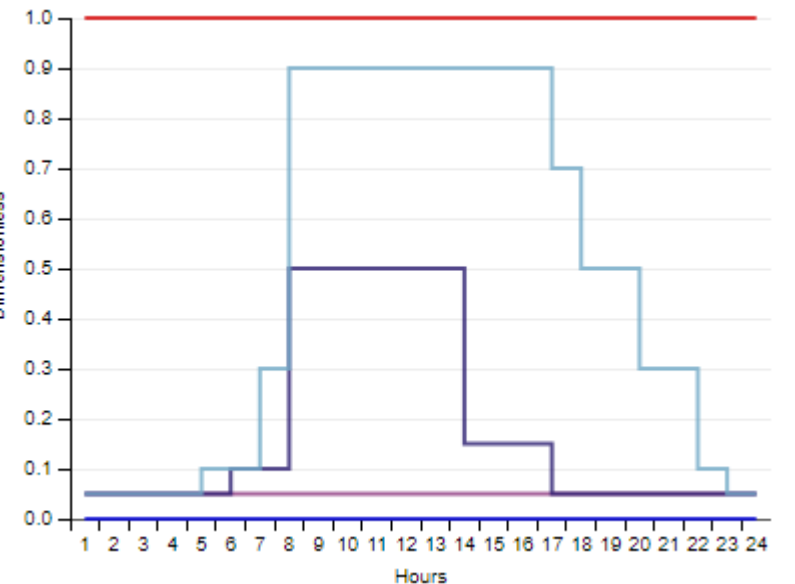
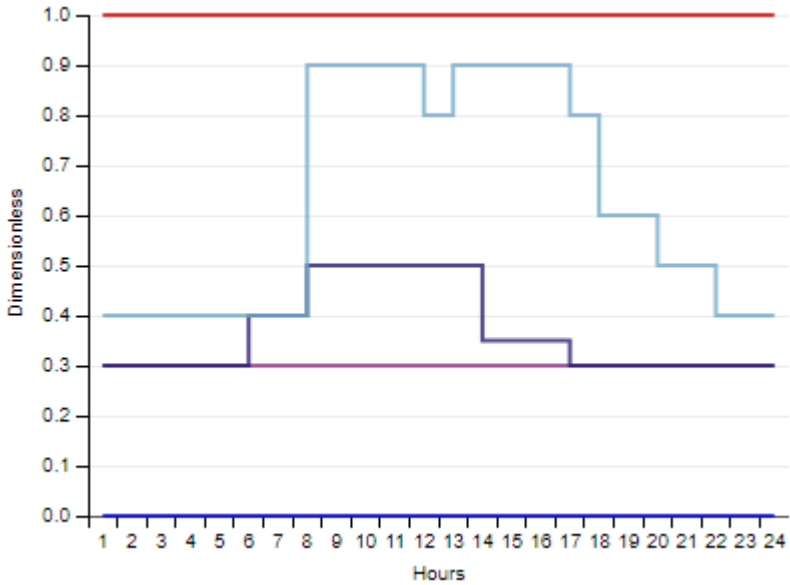
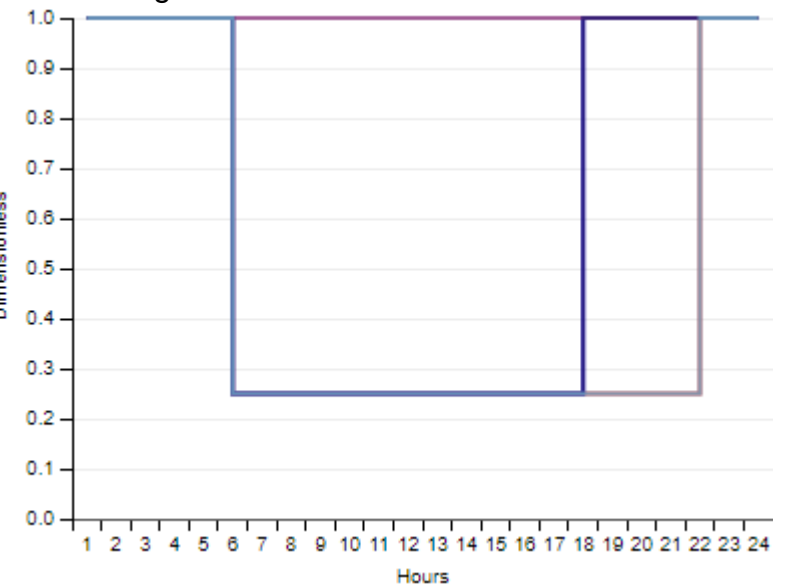
Tipo de horario	Explicación
<p>Large Office Activity</p>	<p>Este tipo de <i>Schedule</i> de nivel de actividad presenta la relación de vatios por persona respecto a las horas del día, durante las 24 horas el límite es 120.</p>  <p>The graph displays a constant activity level of 120 W across all 24 hours. The y-axis is labeled 'Activity Level (W)' and ranges from 0 to 120 in increments of 10. The x-axis is labeled 'Hours' and ranges from 1 to 24. A horizontal blue line is drawn at the 120 W mark.</p>
<p>Large Office Bldg Light</p>	<p>Este tipo de <i>Schedule</i> muestra el uso fraccional de las luces. La mayor demanda de luz está entre las 8 a.m. y las 5 p.m. aproximadamente.</p>  <p>The graph shows a step function for light usage. The y-axis is labeled 'Dimensionless' and ranges from 0.0 to 1.0 in increments of 0.1. The x-axis is labeled 'Hours' and ranges from 1 to 24. A horizontal red line is drawn at 1.0. The blue step function starts at 0.05 from hour 1 to 5, rises to 0.1 at hour 5, to 0.3 at hour 7, to 0.5 at hour 8, drops to 0.15 at hour 14, to 0.7 at hour 17, to 0.5 at hour 18, to 0.3 at hour 20, to 0.1 at hour 22, and finally to 0.05 at hour 23.</p>

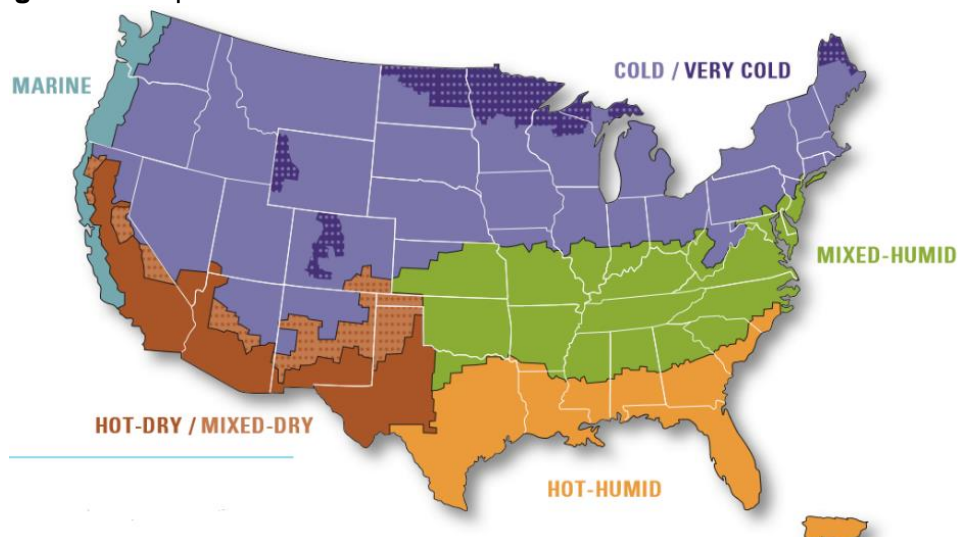
Tabla 3. Continuación

Tipo de horario	Explicación
<p>Large Office Bldg Equip</p>	<p>Este tipo de <i>Schedule</i> fraccional mide el uso de equipos que consumen energía eléctrica. La mayor demanda se da entre las 8 a.m. y las 12 p.m. y nuevamente de 2 a 4 p.m.</p> 
<p>Large Office Infil Quarter On</p>	<p>Este tipo de <i>Schedule</i> fraccional muestra la infiltración de aire en el edificio. La mayor infiltración se da en las horas de la madrugada.</p> 

4.2.3 Construcciones: se escogieron las características de las construcciones, definiendo los materiales de las superficies exteriores e interiores como lo son las paredes, los techos y los suelos (placas de concreto que dividen los pisos de un edificio), y los materiales de las subsuperficies interiores y exteriores como ventanas, puertas, entre otros.

Los materiales utilizados en el modelo de los edificios están normalizados por la ASHRAE 189.1-2009. Hay que tener en cuenta que se realizó la aproximación en los materiales para los edificios en estudio, de acuerdo con el estándar para la zona térmica escogida; esto se justifica al saber que los estándares colombianos en cuanto a construcción son diferentes a los de Estados Unidos, dificultando el proceso de caracterización de materiales. Estos materiales varían dependiendo de las ocho zonas climáticas de los Estados Unidos. Estas zonas se clasifican según los equipos de *Building America* y los investigadores del Laboratorio Nacional de Energía Renovable del DOE en: subártico, muy frío, frío, húmedo mezclado, seco mezclado, húmedo-caliente, seco-caliente y marino como se muestra en el mapa de la figura 16. Todas estas zonas están categorizadas del 1 al 8 y se dividen en tres regímenes A, B y C como se muestra en la figura 17.

Figura 16. Mapa de zonas climáticas de los Estados Unidos



Fuente: U.S. Department of Energy. Guide to Determining Climate Regions by County. 2015. pp. 50.

Figura 17. Categorización de zonas climáticas

Building America	IECC
Subarctic	Zone 8
Very Cold	Zone 7
Cold	Zones 5 and 6
Mixed-Humid	4A and 3A counties above warm-humid line
Mixed-Dry	Zone 4B
Hot-Humid	2A and 3A counties below warm-humid line
Hot-Dry	Zone 3B
Marine	All counties with a "C" moisture regime

Fuente: U.S. Department of Energy. Guide to Determining Climate Regions by County. 2015. pp. 50.

Se analizaron las características respecto a precipitaciones y temperatura promedio durante el año de las diferentes zonas climáticas, con lo cual se pudo hacer un paralelismo con respecto al clima de Bucaramanga y se concluyó que la zona climática más similar fue el húmedo-cálido. Según la guía para determinar las regiones climáticas por condado por *Building America Best Practices Series* un clima húmedo cálido se define como una región que recibe más de 50 centímetros de precipitación anual y donde ocurre uno o ambos de los siguientes casos:

- Una temperatura de bulbo húmedo de 67 ° F (19.5 ° C) o más alta para 3,000 o más horas durante los seis meses más cálidos del año.
- Una temperatura de bulbo húmedo de 73 ° F (23 ° C) o más alta para 1,500 o más horas durante los seis meses más cálidos del año.

En la tabla 4 se muestran las capas de los componentes (pared, pisos, puertas, ventanas, entre otros).

Tabla 4. Características de las construcciones

COMPONENTES DE LAS CONSTRUCCIONES		
Pared exterior	Techo exterior	Ventana exterior
Capas de materiales		
<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">1IN Stucco</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">8IN Concrete HW</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">Wall Insulation</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">1/2IN Gypsum</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; text-align: center;">Lightweight Concrete 8 in. 80 lb/ft³</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; text-align: center;">Theoretical Glass [202]</div>
Pared interior	Cielo raso	Puerta exterior
Capas de materiales		
<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">1IN Stucco</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">8IN Concrete HW</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">Wall Insulation</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; text-align: center;">Gypsum Board 5/8 in.</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">F08 Metal surface</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">I01 25mm insulation board</div>
Techo interior	Puerta interior	Piso interior
Capas de materiales		
<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">M11 100mm lightweight concrete</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">F05 Ceiling air space resistance</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">F16 Acoustic tile</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; text-align: center;">F08 Metal surface</div>	<div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">F16 Acoustic tile</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px; margin-bottom: 2px;">F05 Ceiling air space resistance</div> <div style="background-color: #d9ead3; padding: 5px;">M11 100mm lightweight concrete</div>

En la tabla 5 se muestran las características de cada uno de los materiales estandarizados utilizados en las capas de los componentes mostrados en la tabla anterior.

Tabla 5. Características de cada uno de los materiales utilizados

Materiales	Características	
Yeso 1/2IN Gypsum	Rugosidad	suave
	Espesor (m)	0,0127
	Conductividad (W/m*K)	0,16
	Densidad (Kg/m3)	785
	Calor específico (J/Kg*K)	830
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,4
	Absortancia visible	0,4
Estuco 1IN Stucco	Rugosidad	suave
	Espesor (m)	0,0253
	Conductividad (W/m*K)	0,6918
	Densidad (Kg/m3)	1.858
	Calor específico (J/Kg*K)	837
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,92
	Absortancia visible	0,92
Concreto 8IN Concrete HW	Rugosidad	medio rugoso
	Espesor (m)	0,3033
	Conductividad (W/m*K)	2
	Densidad (Kg/m3)	2.243
	Calor específico (J/Kg*K)	837
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,65
	Absortancia visible	0,65
Superficie de metal F08 Metal surface	Rugosidad	suave
	Espesor (m)	0,0008
	Conductividad (W/m*K)	45
	Densidad (Kg/m3)	7.824
	Calor específico (J/Kg*K)	500
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,7
	Absortancia visible	0,7
Baldosa acústica F16 Acoustic tile	Rugosidad	Medio suave
	Espesor (m)	0,0191
	Conductividad (W/m*K)	0,06
	Densidad (Kg/m3)	368
	Calor específico (J/Kg*K)	590
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,3
	Absortancia visible	0,3

Tabla 5. Continuación

Materiales	Características	
Tablero de yeso Gypsum Board 5/8 in.	Rugosidad	Medio suave
	Espesor (m)	0,015875
	Conductividad (W/m*K)	0,16
	Densidad (Kg/m3)	800
	Calor específico (J/Kg*K)	1090
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,7
	Absortancia visible	0,7
Tablero de aislamiento I01 25mm insulation board	Rugosidad	Medio rugoso
	Espesor (m)	0,0254
	Conductividad (W/m*K)	0,03
	Densidad (Kg/m3)	43
	Calor específico (J/Kg*K)	1210
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,6
	Absortancia visible	0,6
Concreto ligero Lightweight Concrete 8 in. 80 lb/ft3	Rugosidad	Medio rugoso
	Espesor (m)	0,3532
	Conductividad (W/m*K)	0,53
	Densidad (Kg/m3)	1.281
	Calor específico (J/Kg*K)	840
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,7
	Absortancia visible	0,7
Concreto ligero M11 M11 100mm lightweight concrete	Rugosidad	Medio rugoso
	Espesor (m)	0,3516
	Conductividad (W/m*K)	0,53
	Densidad (Kg/m3)	1.280
	Calor específico (J/Kg*K)	840
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,5
	Absortancia visible	0,5
Vidrio teórico Theoretical Glass [202]	Espesor (m)	0,0030
	Conductividad (W/m*K)	0,0192
	Transmitancia solar (Incidencia Normal)	0,2325
	Transmitancia visible (Incidencia Normal)	0,3192
	Transmitancia infrarroja (Incidencia Normal)	0,0000
Aislamiento de pared Wall Insulation	Rugosidad	Medio rugoso
	Espesor (m)	0,0566
	Conductividad (W/m*K)	0,0432
	Densidad (Kg/m3)	91
	Calor específico (J/Kg*K)	837
	Absortancia térmica	0,9
	Absortancia solar	0,5
	Absortancia visible	0,5

Tabla 5. Continuación

Materiales	Características	
F05 Ceiling air space resistance	Resistencia térmica (m ² *K/W)	0,18

4.2.4 Cargas: con el propósito de definir la carga térmica en el edificio correspondiente a personas, luces, equipos eléctricos, infiltración, entre otras, y para hacer más práctico el proceso de caracterización de dicha carga, se decidió agrupar zonas térmicas similares, es decir espacios modelo que contienen ciertas características de carga que son las mismas para cada grupo.

En las tablas siguientes se muestran las características de las cargas de los edificios.

Tabla 6. Cargas modelo de los edificios

CARGAS MODELO DEL EDIFICIO				
Definición de luces	Características			
	Watts por área de piso del espacio (W/m ²)	Fracción radiante	Fracción visible	Fracción aire de retorno
PASILLOS	1,453	0	0	0
OFICINAS	3,197	0	0	0
SALONES	3,778	0	0	0
LABORATORIOS	4,359	0	0	0
Definición equipos eléctricos	Características			
	Watts por área de piso del espacio (W/m ²)	Fracción latente	Fracción radiante	Fracción de pérdida
CAD	15,016	0	0	0
EQUIPOS	8,396	0	0	0
OFICINAS	3,444	0	0	0
LABORATORIOS	2,906	0	0	0
SALONES	1,991	0	0	0

Como se aprecia en la tabla anterior (**Tabla 6**), se tomaron índices de iluminación y de equipos eléctricos por área de piso, los cuales están dentro de los valores

reales instalados. A continuación, se presentan los detalles de carga por personas en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería mecánica, dichos valores se tomaron de acuerdo con la ocupación esperada en el edificio. Ver tabla 7.

Tabla 7. Carga por personas Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica

Zona térmica	#personas
AULA 1.1	48
AULA 1.3	30
AULA 2.1	30
AULA 2.2	30
AULA 2.3	30
AULA 3.1	30
AULA 3.2	30
AULA 3.3	30
CUARTO TÉCNICO	1
DIRECTOR ESCUELA	3
DIRECTOR MAESTRÍA	3
JUNTAS PROF AUX	12
LAB AUTOMATIZ	15
LAB CONTROL Y S. DINÁMICOS	30
LAB DISEÑO	25
LAB MANTENIMIENTO Y ENSAYOS	15
LAB MEC MÁQUINAS	15
LAB MODELAMIENTO FLUJO	15
LAB MOTORES E INSTRUM	15
LAB POTENCIA	12
LAB S. FLEXIBLES	15
LAB S. MECATRÓNIC	15
LAB S. TÉRMICOS	12

Tabla 7. Continuación

Zona térmica	#personas
LAB STAF	15
PROF-CÁTEDRA	16
SALA CAD	15
SALA CAD PRÁCTICA	5
SALA CAD TEÓRICA	10
SECRETARÍA	8
RACK 0	0
RACK 3	0

También se clasificaron las zonas térmicas dependiendo del tipo de espacio que representan, se agruparon y se establecieron valores a las condiciones del aire exterior y a los caudales de diseño de infiltración espacial como se muestra a continuación. Ver tabla 8.

Tabla 8. Especificaciones de diseño del aire exterior

Design Specification outdoor air		
Tipo de espacio	Outdoor air flow per person (m ³ /s*person)	Outdoor air flow per floor area (m/s)
ASEO	0,007079	NA
BAÑOS	NA	0,004877
CAD	NA	0,000254
EQUIPOS	NA	0,000254
OFICINAS	0,009439	NA
LABORATORIOS	0,009439	NA
PASILLOS	NA	0,000254
SALONES	0,009439	NA
TÉCNICOS	NA	0,000254

Los valores en la tabla anterior se tomaron de valores estándares de diseño. A continuación, se presentan las características de infiltración para un solo espacio, puesto que las características para todos los tipos de espacio se establecieron igual. Ver tabla 9.

Tabla 9. Flujo de diseño por infiltración

Space Infiltration Design	
Flow Rates	
Aseo	
Design Flow Rate Calculation Method	
<input type="text" value="Flow/ExteriorArea"/>	
Design Flow Rate	
<input type="text"/>	m ³ /s
Flow per Space Floor Area	
<input type="text"/>	m/s
Flow per Exterior Surface Area	
<input type="text" value="0.00030226"/>	m/s
Air Changes per Hour	
<input type="text"/>	1/h
Constant Term Coefficient	
<input type="text" value="1.0"/>	
Temperature Term Coefficient	
<input type="text" value="0.0"/>	
Velocity Term Coefficient	
<input type="text" value="0.0"/>	
Velocity Squared Term Coefficient	
<input type="text" value="0.0"/>	

4.2.5 Sistema HVAC: una vez definidos los espacios, estableciendo su construcción, horarios y cargas, se configuro el sistema HVAC, para lo cual se determinaron las zonas térmicas acondicionadas, con su respectivo control de humedad y temperatura. Para el Edificio de Laboratorios de Ingeniería mecánica se tomaron los espacios identificados como acondicionados, debido a que el sistema ya estaba en operación; para el Edificio de Ciencias Humanas, se tomó la determinación de escoger todos los espacios ocupados por personas y espacios que requieran acondicionamiento, tales como los cuartos de

servidores, por lo cual se excluyeron espacios destinados para baños, ductos, bodegas, pasillos, entre otros.

Con respecto a los parámetros de diseño para enfriamiento, se estableció la temperatura del aire de suministro, en este caso de 13°C, la proporción de humedad en el aire de suministro y el flujo mínimo de aire por área de piso, como se aprecia a continuación. Ver tabla 10.

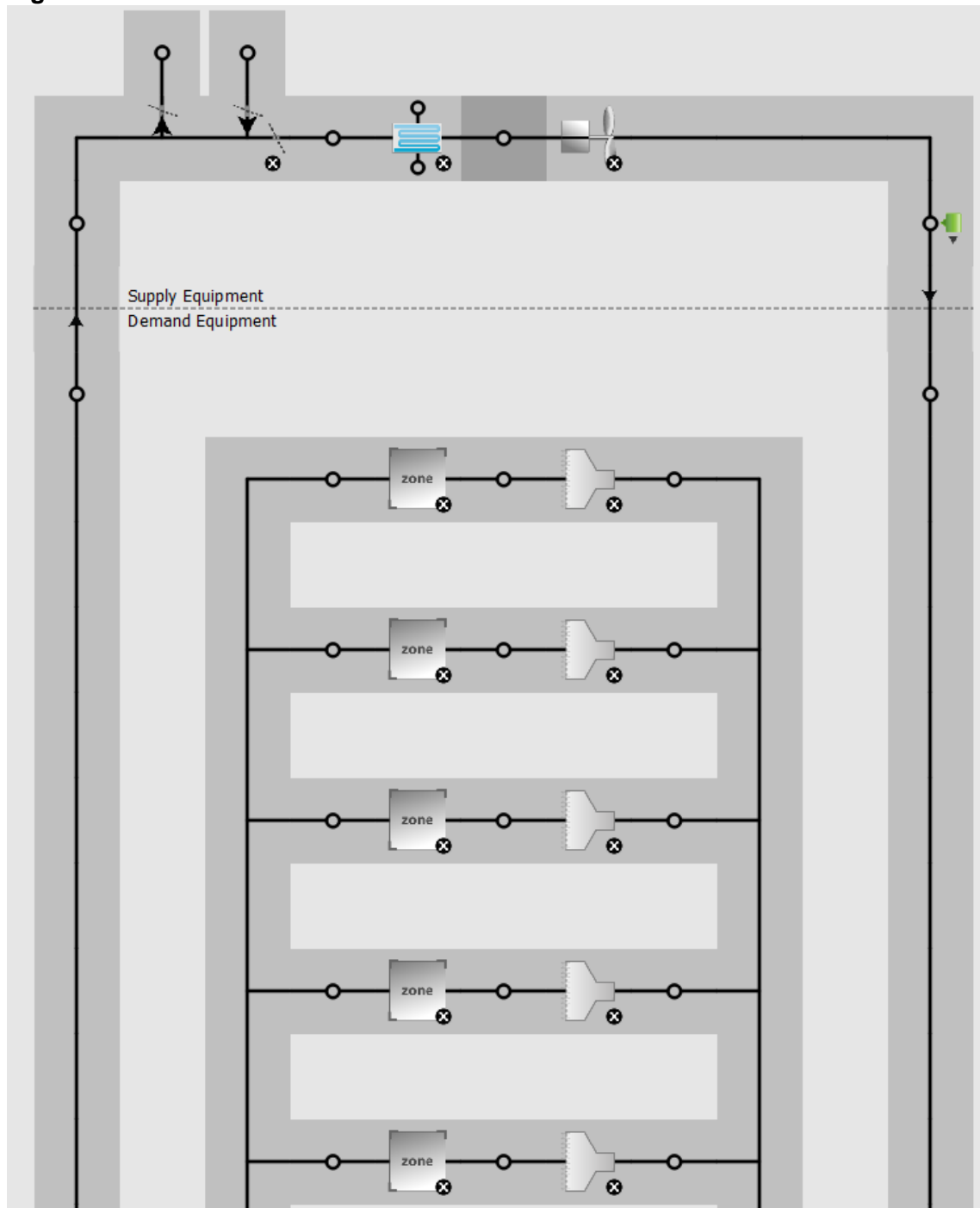
Tabla 10. Parámetros de enfriamiento

PARÁMETROS DE DISEÑO PARA ENFRIAMIENTO			
Temperatura del aire de suministro a las zonas (°C)	Rata de humedad del aire de suministro a las zonas	Flujo de aire mínimo por área de piso de las zonas (m ³ /s*m ²)	Distribución efectiva del aire por zona
13	0,0085	0,000762	1

Los parámetros anteriores se establecieron de acuerdo con criterios de diseño establecidos o estandarizados con el propósito de mantener ambientes acondicionados que sean confortables.

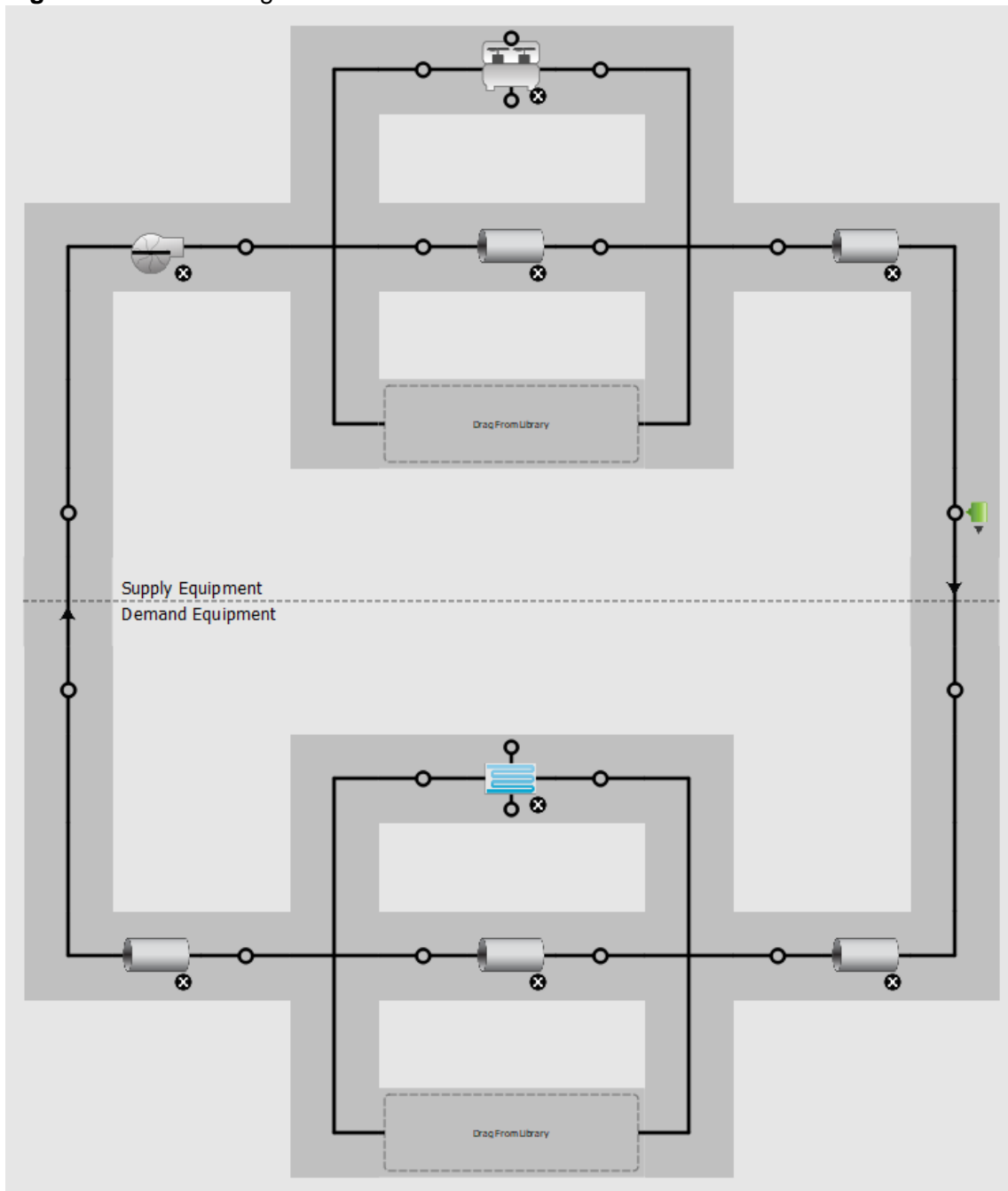
Para la simulación se modeló el sistema HVAC; en la figura 18 se muestra el sistema VAV, el cual consta de una bobina de enfriamiento, un ventilador, difusores y por supuesto las zonas térmicas, todo conectado por tuberías adiabáticas de la línea de aire.

Figura 18. Sistema VAV



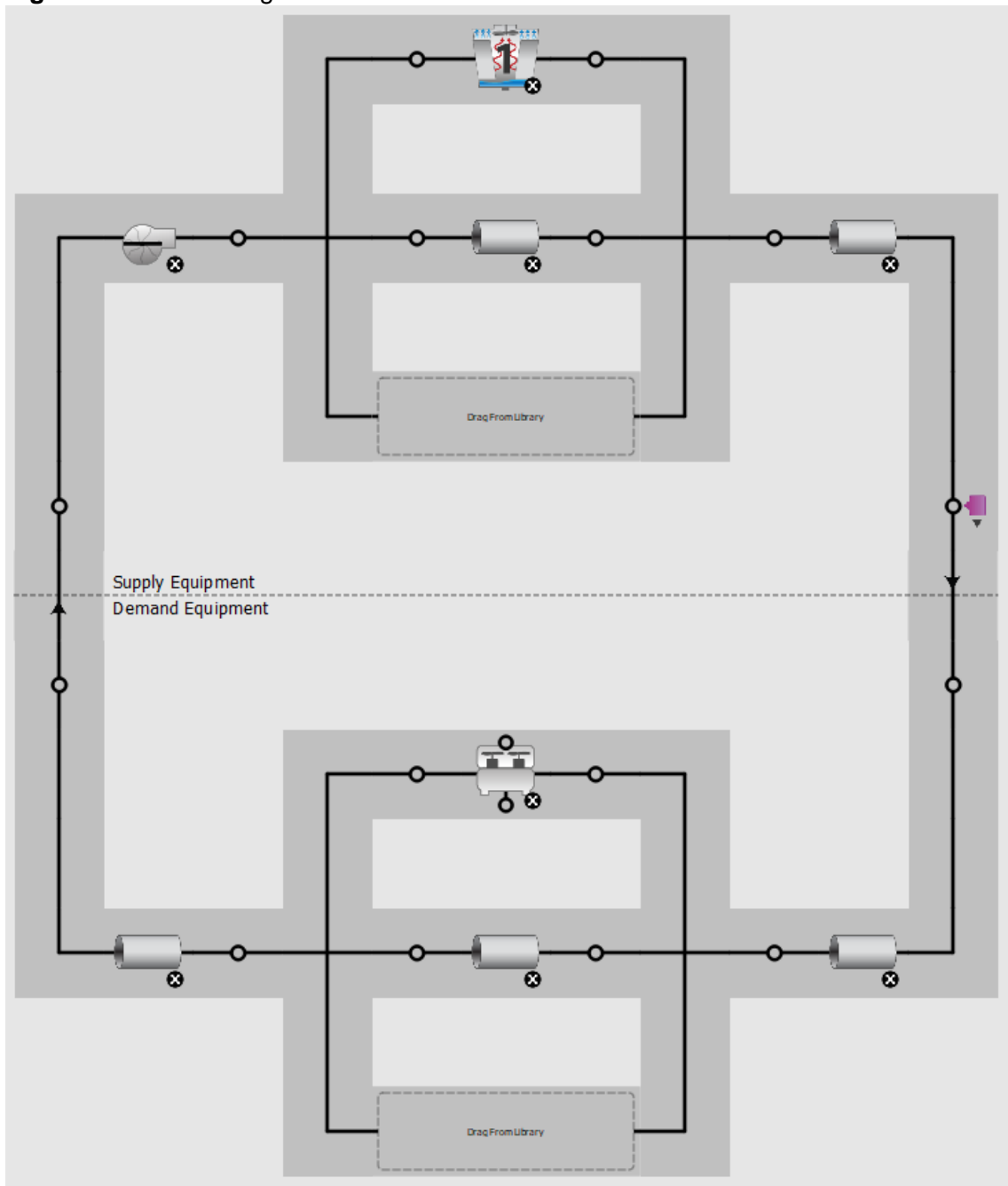
En la figura 19 se muestra el bucle de agua fría, el cual consta de un chiller enfriado por agua y una bomba, todo conectado por tuberías adiabáticas de la línea de agua; es importante saber que, aunque físicamente el chiller es enfriado por aire en el caso del Edificio de Laboratorios de Ingeniería mecánica, solo se utilizó como requisito para la simulación.

Figura 19. Bucle de agua fría



En la figura 20 muestra el bucle de agua de enfriamiento, el cual consta de una torre de enfriamiento, una bomba, todo conectado por tuberías adiabáticas de la línea de agua.

Figura 20. Bucle de agua de enfriamiento



4.2.6 Parámetros de simulación: en los parámetros de simulación se consideraron los aspectos mostrados a continuación.

- El periodo de simulación fue de un año completo, correspondiente a los horarios establecidos para cada edificio.

- El factor de dimensionamiento de enfriamiento se tomó de 1.05, lo cual equivale a un 5% por encima del valor de carga térmica total calculado, siguiendo las recomendaciones de los diseñadores expertos.
- El algoritmo que se utilizó para el cálculo de sombras fue el *Simple Sky Diffuse Modeling*.
- Para la convección en superficies se seleccionó el algoritmo TARP para las superficies internas y el DOE-2 las externas.
- Para el balance de energía se seleccionó el algoritmo *Conduction Transfer Function*.

4.2.7 Resumen de resultados: una vez se ejecutó la simulación para el modelo de los edificios, se obtuvo un resumen de resultados en el cual se detallan las variables de salida. A continuación, se presentan los resultados para los dos edificios.

4.2.7.1 Resumen de resultados para el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica: a continuación, se presentan los resultados más importantes de la simulación, para el modelo del Edificio de Laboratorios de ingeniería mecánica.

Resumen de la envolvente del edificio

En la tabla 11 se aprecia que del total del área construida, el 46.43% de área está acondicionada, esto se debe principalmente a que el área perteneciente a pasillos está sin acondicionamiento.

Tabla 11. Área de construcción

	Area [m2]
Total Building Area	6938.79
Net Conditioned Building Area	3221.66
Unconditioned Building Area	3717.14

En las siguientes dos tablas se presentan los valores de superficie de paredes y ventanas para las direcciones norte, este, sur y oeste del edificio; también se

presenta la relación neta pared-ventana la cual para este caso es de 18.92% para el total del área y de 28.18% para el área acondicionada.

Tabla 12. Relación de área pared-ventana

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	3607.68	1061.37	670.35	1230.98	644.97
Above Ground Wall Area [m2]	2946.52	894.64	445.36	1032.16	574.36
Window Opening Area [m2]	682.53	315.87	32.66	159.44	174.56
Gross Window-Wall Ratio [%]	18.92	29.76	4.87	12.95	27.06
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	23.16	35.31	7.33	15.45	30.39

Tabla 13. Relación de área pared-ventana acondicionada

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	1643.89	591.44	408.99	384.47	258.98
Above Ground Wall Area [m2]	1280.17	479.68	227.50	333.93	239.06
Window Opening Area [m2]	463.25	214.34	32.66	126.88	89.37
Gross Window-Wall Ratio [%]	28.18	36.24	7.99	33.00	34.51
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	36.19	44.68	14.36	38.00	37.38

Resumen de las zonas térmicas

En la tabla 14 se presentan los resultados para cada una de las Zonas Térmicas acondicionadas en el edificio, en la segunda columna se tienen los valores de carga térmica sensible, en la cuarta columna se tiene el caudal de aire en la bobina de enfriamiento, en la siguiente columna la fecha y hora donde la carga térmica es máxima, en las dos últimas columnas se tienen los valores de temperatura y humedad de diseño.

Tabla 14. Enfriamiento sensible de las zonas térmicas

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m²]</i>	<i>Air Flow [m³/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDryAir]</i>
AULA 1.1	4174.65	45.06	0.453	21/3/2019 14:00	23.97	0.01123
AULA 1.3	3283.23	35.44	0.283	21/3/2019 13:00	23.98	0.01072
AULA 2.1	2545.06	43.64	0.283	21/3/2019 14:00	23.97	0.01130
AULA 2.2	2654.12	45.51	0.283	21/3/2019 14:00	23.97	0.01119
AULA 2.3	2808.68	48.16	0.283	21/3/2019 13:00	23.97	0.01105
AULA 3.1	2668.78	43.29	0.283	21/3/2019 14:00	23.97	0.01122
AULA 3.2	2834.93	45.99	0.283	21/3/2019 14:00	23.97	0.01106
AULA 3.3	2967.72	48.14	0.283	21/3/2019 14:00	23.97	0.01094
CUARTO TÉCNICO	0.00	0.00	0.011	21/3/2019 14:00	24.00	0.01991
DIRECTOR ESCUELA	1136.07	43.91	0.097	21/3/2019 17:00	23.99	0.00951
DIRECTOR MAESTRÍA	937.36	46.83	0.080	21/3/2019 17:00	23.99	0.00966
JUNTAS PROF AUX	2724.42	26.11	0.233	21/3/2019 17:00	23.99	0.00992
LAB AUTOMATIZ	3016.24	29.28	0.257	21/3/2019 17:00	23.99	0.00986
LAB CONTROL Y S. DINÁMICOS	5353.30	39.30	0.457	21/3/2019 17:00	23.99	0.00998

Tabla 14. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m²]</i>	<i>Air Flow [m³/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDryAir]</i>
LAB DISEÑO	4349.12	23.88	0.370	21/3/2019 8:00	24.02	0.01105
LAB MANTENIMIENTO Y ENSAYOS	3903.55	21.43	0.332	21/3/2019 8:00	24.02	0.01154
LAB MEC MÁQUINAS	3938.71	21.63	0.312	21/3/2019 7:00	24.39	0.01157
LAB MODELAMIENTO FLUJO	3277.92	27.34	0.280	21/3/2019 17:00	23.99	0.00982
LAB MOTORES E INSTRUM	2645.98	15.66	0.216	21/3/2019 7:00	24.14	0.01186
LAB POTENCIA	2691.00	15.93	0.219	21/3/2019 7:00	24.16	0.01164
LAB S. FLEXIBLES	2385.25	22.09	0.194	21/3/2019 7:00	24.20	0.01378
LAB S. MECATRÓNIC	3467.0	32.10	0.296	21/3/2019 9:00	23.99	0.01032
LAB S. TÉRMICOS	1304.74	7.72	0.113	21/3/2019 15:00	24.00	0.01121
LAB STAF	4219.45	17.83	0.339	21/3/2019 7:00	24.19	0.01274
PROF CÁTEDRA	4598.25	25.91	0.391	21/3/2019 8:00	24.02	0.01005
SALA CAD	8202.15	41.89	0.700	21/3/2019 16:00	23.99	0.00918
SALA CAD PRÁCTICA	978.38	20.86	0.079	21/3/2019 7:00	24.40	0.01157

Tabla 14. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m²]</i>	<i>Air Flow [m³/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDryAir]</i>
SALA CAD TEÓRICA	1261.58	27.59	0.108	21/3/2019 14:00	23.99	0.01046
SECRETARÍA	1790.47	26.72	0.152	21/3/2019 8:00	24.03	0.00977
RACK 0	236.59	8.19	0.020	21/3/2019 7:00	24.13	0.00850
RACK 3	193.94	23.81	0.016	21/3/2019 7:00	24.32	0.01135

En la tabla 15 se encuentran los valores pico de ganancia de calor sensible por zona térmica, estos valores se presentan solo con el propósito de tener una referencia, pero para el dimensionamiento del sistema HVAC se tuvo en cuenta el valor de carga térmica pico general, es decir, no se tuvieron en cuenta los valores pico por zonas.

Tabla 15. Ganancia pico por zonas de calor sensible

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN							
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
AULA 1.1	01-JAN-13:36	4115.84	315.00	166.03	412.22	9.76	1117.58
AULA 1.3	08-MAR-13:36	2507.69	315.00	166.03	768.26	13.15	1225.62
AULA 2.1	01-JAN-13:36	2574.02	198.32	104.53	233.56	6.26	701.14

Tabla 15. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN							
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
AULA 2.2	01-JAN-13:36	2590.89	198.32	104.53	238.15	6.37	750.56
AULA 2.3	01-JAN-13:36	2592.48	198.32	104.53	238.33	6.34	754.05
AULA 3.1	01-JAN-11:00	2383.39	209.63	110.49	1375.26	10.71	1478.17
AULA 3.2	01-JAN-13:36	2528.00	209.63	110.49	315.42	9.85	652.87
AULA 3.3	01-JAN-11:00	2379.91	209.63	110.49	1370.14	10.59	1470.22
CUARTO TÉCNICO	01-JAN-09:00	74.91	0.00	0.00	0.00	0.05	0.00
DIRECTOR ESCUELA	26-FEB-16:45	230.73	74.45	80.21	1257.73	7.87	869.94
DIRECTOR MAESTRÍA	26-FEB-16:45	230.60	57.59	62.05	1114.79	6.12	829.14
JUNTAS PROF AUX	01-JAN-16:00	846.22	300.20	323.45	1837.77	13.12	1153.27
LAB AUTOMATIZ	01-JAN-17:00	1205.91	404.11	269.41	1022.32	13.83	771.80
LAB CONTROL Y S. DINÁMICOS	01-JAN-16:00	2305.17	534.46	356.30	4747.05	22.99	3562.42
LAB DISEÑO	01-JAN-17:00	1983.44	714.52	476.34	173.49	42.48	215.71
LAB MANTENIMIENTO Y ENSAYOS	01-JAN-17:00	1191.24	714.52	476.34	254.42	72.74	0.00

Tabla 15. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN							
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
LAB MEC MÁQUINAS	01-JAN-17:00	1201.79	714.52	476.34	180.62	44.41	9.83
LAB MODELAMIENTO FLUJO	01-JAN-17:00	1196.91	470.42	313.61	1103.27	27.92	740.91
LAB MOTORES E INSTRUM	01-JAN-17:00	1165.40	662.92	441.95	491.27	14.54	824.96
LAB POTENCIA	01-JAN-16:00	949.53	662.92	441.95	572.15	14.36	751.25
LAB S. FLEXIBLES	01-JAN-11:00	1163.40	423.73	282.49	1897.43	26.20	1988.55
LAB S. MECATRÓN IC	01-JAN-11:00	1221.94	423.73	282.49	1460.75	24.46	1034.47
LAB S. TÉRMICOS	01-JAN-14:00	908.95	662.92	441.95	582.33	7.69	1472.72
LAB STAF	01-JAN-16:00	1180.42	928.55	619.03	2718.36	40.15	2488.27
PROF CÁTEDRA	28-JUN-13:40	1216.89	510.66	550.20	1227.72	21.47	358.02
SALA CAD	01-JAN-16:00	1193.54	768.31	2646.39	4141.61	58.46	2606.98
SALA CAD PRÁCTICA	01-JAN-13:36	413.05	159.51	84.07	163.89	5.25	172.12
SALA CAD TEÓRICA	01-JAN-13:36	828.51	155.49	81.95	224.36	4.63	352.31
SECRETARÍA	27-FEB-17:00	603.48	192.77	207.70	0.00	0.00	0.00

Tabla 15. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN							
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
RACK 0	01-JAN-14:00	0.00	0.00	218.26	0.00	0.00	32.95
RACK 3	01-JAN-08:24	0.00	0.00	61.54	0.00	0.09	0.00
Total Facility	01-JAN-16:00	46644.6	17720.9	13681.9	37563.5	640.1	49792.64

Resumen del dimensionamiento de equipos

A continuación, se presenta el dimensionamiento de los componentes del sistema HVAC, como lo son la bobina de enfriamiento, el ventilador, las dos bombas, el chiller y por último la torre de enfriamiento; como aclaración, se tiene que estos componentes son modelos realizados para el dimensionamiento del sistema de aire acondicionado, es decir, solo se toman como referencia y no necesariamente representan a los equipos instalados. Ver tabla 16.

Tabla 16. Dimensionamiento de componentes

COMPONENT SIZING INFORMATION		
<i>Component Type</i>	<i>Input Field Description</i>	<i>Value</i>
<i>Coil: Cooling: Water</i>	Design Size Design Inlet Air Temperature [C]	24,193
	Design Size Design Inlet Water Temperature [C]	7,220
	Design Size Design Outlet Air Temperature [C]	12,472
	Design Size Design Inlet Air Humidity Ratio	1,97E-02

Tabla 16. Continuación

COMPONENT SIZING INFORMATION		
<i>Component Type</i>	<i>Input Field Description</i>	<i>Value</i>
	Design Size Design Outlet Air Humidity Ratio	8,50E-03
	Design Size Design Coil Load [W]	338989,525
	Design Size Design Water Flow Rate [m3/s]	0,012
	Design Size Design Air Flow Rate [m3/s]	7,997
<i>Fan: Constant Volume</i>	Design Size Maximum Flow Rate [m3/s]	7,997
<i>Pump: Constant Speed</i>	Design Flow Rate [m3/s]	0,012
	Design Power Consumption [W]	3093,418
<i>Chiller: Electric: EIR</i>	Design Size Reference Chilled Water Flow Rate [m3/s]	1,21E-02
	Design Size Reference Capacity [W]	338989,525
	Design Size Reference Condenser Fluid Flow Rate [m3/s]	1,93E-02
<i>Pump: Constant Speed</i>	Design Flow Rate [m3/s]	1,93E-02
	Design Power Consumption [W]	4933,857
<i>Cooling Tower: Single Speed</i>	Design Water Flow Rate [m3/s]	1,93E-02
	Fan Power at Design Air Flow Rate [W]	4745,853
	Design Air Flow Rate [m3/s]	14,405
	U-Factor Times Area Value at Design Air Flow Rate [W/C]	22936,585
	Free Convection Regime Air Flow Rate [m3/s]	1,441
	Free Convection U-Factor Times Area Value [W/K]	2293,658

De todos los resultados obtenidos, se prestó mayor atención al valor de la carga térmica del edificio, debido a que es lo que se necesitaba para continuar con el proceso. A continuación, se presenta el valor de dicha carga, que en términos numéricos corresponde al valor de capacidad que debe suministrar el sistema

de aire acondicionado modelo y está representado en la tabla anterior como la capacidad de diseño del chiller.

$$Q_M = 338,99 \text{ KW} = 96,39 \text{ RT}$$

Este valor de carga térmica representa la suma del calor sensible con el calor latente que se debe retirar de las zonas térmicas; por razones prácticas, no se discriminaron los valores de calor, ya que no se necesitaban para el diseño del sistema de distribución de agua fría.

Con respecto a lo observado en el funcionamiento del sistema HVAC y sabiendo a partir del monitoreo del sistema, el valor máximo de carga térmica real no supera las 60 TR, el valor de carga térmica calculado está muy por encima del valor de carga térmica real, aproximadamente 60,65% por encima; conociendo la capacidad instalada, la cual es de 100,37 TR, se puede concluir que el valor de carga térmica calculado está dentro del rango permisible, es decir, las aproximaciones realizadas son un tanto conservadoras pero están dentro de los límites.

Estos resultados permiten justificar las aproximaciones que se hicieron en el modelado y operación del Edificio de Ciencias Humanas, ya que en el momento del desarrollo del proyecto no se tuvieron los datos del edificio; sabiendo que los dos edificios van a ser utilizados con el mismo propósito, las condiciones de operación son similares.

4.2.7.2 Resumen de resultados para el Edificio Ciencias humanas: a continuación, se presentan los resultados más importantes de la simulación, para el modelo del Edificio de Ciencias Humanas.

Resumen de la envolvente del edificio

En la tabla 17 se aprecia que, del total del área construida, el 38.46% del área está acondicionada, esto se debe principalmente a que el área perteneciente a pasillos, baños y balcones está sin acondicionamiento.

Tabla 17. Área de construcción

	Area [m2]
Total Building Area	10553.49
Net Conditioned Building Area	4058.98
Unconditioned Building Area	6494.51

En las siguientes dos tablas se presentan los valores de superficie de paredes y ventanas para las direcciones norte, este, sur y oeste del edificio; también se presenta la relación de área neta pared-ventana la cual para este caso es de 10.15% para el total del área y de 23.93% para el área acondicionada.

Tabla 18. Relación de área pared-ventana

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	7025.03	2685.55	871.83	2637.03	830.61
Above Ground Wall Area [m2]	6373.83	2371.52	657.32	2598.89	746.10
Window Opening Area [m2]	713.27	517.87	0.00	195.40	0.00
Gross Window-Wall Ratio [%]	10.15	19.28	0.00	7.41	0.00
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	11.19	21.84	0.00	7.52	0.00

Tabla 19. Relación de área pared-ventana acondicionada

	Total	North (315 to 45 deg)	East (45 to 135 deg)	South (135 to 225 deg)	West (225 to 315 deg)
Gross Wall Area [m2]	2980.16	1296.18	261.36	1223.24	199.37
Above Ground Wall Area [m2]	2819.43	1296.18	138.78	1185.10	199.37
Window Opening Area [m2]	713.27	517.87	0.00	195.40	0.00
Gross Window-Wall Ratio [%]	23.93	39.95	0.00	15.97	0.00
Above Ground Window-Wall Ratio [%]	25.30	39.95	0.00	16.49	0.00

Resumen de las zonas térmicas

En la tabla 20 se presentan los resultados para cada una de las zonas térmicas acondicionadas en el edificio, en la segunda columna se tienen los valores de carga térmica sensible, en la cuarta columna se tiene el caudal de aire en la bobina de enfriamiento, en la siguiente columna la fecha y hora donde la carga térmica es máxima, en las dos últimas columnas se tienen los valores de temperatura y humedad de diseño.

Tabla 20. Enfriamiento sensible de las zonas térmicas

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
AUDIENCIAS 1	2071.71	37.95	0.198	21/03/2019 17:00	23.99	0.01103
AUDIENCIAS 2	2067.66	37.87	0.198	21/03/2019 17:00	23.99	0.01103
AULA MAGNA	5734.22	45.84	0.661	21/03/2019 7:00	24.34	0.01456
AULA T-A 3PISO #1	3920.82	51.47	0.378	21/03/2019 15:00	23.98	0.01113
AULA T-A 3PISO #2	3930.54	51.10	0.378	21/03/2019 15:00	23.98	0.01103
AULA T-A 3PISO #3	3933.53	51.14	0.378	21/03/2019 15:00	23.98	0.01103
AULA T-A 3PISO #4	3931.59	51.11	0.378	21/03/2019 15:00	23.98	0.01103
AULA T-A 3PISO #5	3898.40	51.18	0.378	21/03/2019 15:00	23.98	0.01112
AULA T-A 4PISO #1	4010.67	47.70	0.378	21/03/2019 15:00	23.99	0.01098
AULA T-A 4PISO #2	4038.93	47.57	0.378	21/03/2019 15:00	23.99	0.01096
AULA T-A 4PISO #3	4038.83	47.57	0.378	21/03/2019 15:00	23.99	0.01096
AULA T-A 4PISO #4	4038.59	47.57	0.378	21/03/2019 15:00	23.99	0.01096
AULA T-A 4PISO #5	3978.68	47.32	0.378	21/03/2019 15:00	23.99	0.01101
AULA T-A 5PISO #1	2694.28	50.15	0.293	21/03/2019 16:00	23.98	0.01128
AULA T-A 5PISO #2	2718.33	50.11	0.293	21/03/2019 16:00	23.98	0.01126

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
AULA T-A 5PISO #3	2718.51	50.11	0.293	21/03/2019 16:00	23.98	0.01126
AULA T-A 5PISO #4	2717.53	50.09	0.293	21/03/2019 16:00	23.98	0.01126
AULA T-A 5PISO #5	2703.17	50.32	0.293	21/03/2019 16:00	23.98	0.01127
AULA T-B 5PISO #1	1889.66	49.74	0.198	21/03/2019 17:00	23.98	0.01127
AULA T-B 5PISO #2	1892.32	49.33	0.198	21/03/2019 17:00	23.98	0.01123
AULA T-B 5PISO #3	1891.86	49.32	0.198	21/03/2019 17:00	23.98	0.01123
AULA T-B 5PISO #4	1888.61	49.23	0.198	21/03/2019 17:00	23.98	0.01124
AULA T-B 5PISO #5	1894.74	49.87	0.198	21/03/2019 17:00	23.98	0.01126
AULA T-B 6PISO #1	2663.75	47.51	0.283	21/03/2019 17:00	23.98	0.01125
AULA T-B 6PISO #2	2660.23	46.99	0.283	21/03/2019 17:00	23.98	0.01124
AULA T-B 6PISO #3	2657.70	46.94	0.283	21/03/2019 17:00	23.98	0.01124
AULA T-B 6PISO #3 1	2629.63	48.64	0.283	21/03/2019 18:00	23.98	0.01132
AULA T-B 6PISO #4	2631.36	48.20	0.283	21/03/2019 17:00	23.98	0.01128
AULAS DOCENTES 8PISO #1	4523.02	28.02	0.386	21/03/2019 15:00	23.99	0.01063

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
AULAS DOCENTES 8PISO #2	314.06	21.65	0.026	21/03/2019 7:00	24.23	0.01082
AULAS DOCENTES 8PISO #3	304.48	21.06	0.025	21/03/2019 7:00	24.22	0.01085
AULAS DOCENTES 8PISO #4	298.56	20.58	0.025	21/03/2019 7:00	24.21	0.01086
AULAS DOCENTES 8PISO #5	319.44	22.10	0.026	21/03/2019 7:00	24.24	0.01079
AULAS DOCENTES 9PISO #1	2102.12	23.04	0.171	21/03/2019 7:00	24.30	0.01478
AULAS DOCENTES 9PISO #2	3460.52	30.98	0.295	21/03/2019 15:00	23.99	0.01040
AULAS DOCENTES, RECEPCIÓN DE ESTUDIANT, VESTIBULO ESTUDIANT 8PISO	2307.50	20.26	0.197	21/03/2019 18:00	23.99	0.01133
CÓMPUTO 1	3620.00	58.82	0.309	21/03/2019 17:00	23.98	0.01072
CÓMPUTO 2	4474.85	58.58	0.382	21/03/2019 16:00	23.98	0.01071

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
C. ATENCIÓN POB 1	811.89	41.64	0.085	21/03/2019 7:00	24.23	0.01530
C.E.D 2	2933.92	46.41	0.251	21/03/2019 15:00	23.99	0.01104
C.E.E 2	2893.53	42.62	0.247	21/03/2019 16:00	23.99	0.01095
C.E.F 2	3209.73	35.70	0.274	21/03/2019 15:00	23.99	0.01078
C.E.TS 2	2929.39	44.05	0.250	21/03/2019 16:00	23.98	0.01105
CDI D#1	792.46	46.26	0.076	21/03/2019 7:00	24.40	0.01424
CDI D#2	724.70	41.94	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01181
CDI E#1	786.41	42.73	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01431
CDI E#2	757.30	40.80	0.076	21/03/2019 7:00	24.35	0.01441
CDI EDU#3	757.68	40.82	0.076	21/03/2019 7:00	24.35	0.01441
CDI EDUC#1	767.01	43.88	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01435
CDI EDUC#2	743.26	42.16	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01173
CDI F#1	786.31	42.72	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01431
CDI F#2	757.65	40.81	0.076	21/03/2019 7:00	24.35	0.01441

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
CDI H#1	786.31	42.72	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01431
CDI H#2	766.99	43.88	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01435
CDI H#3	786.32	42.72	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01431
CDI H#4	743.28	42.16	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01173
CDI H#5	757.69	40.82	0.076	21/03/2019 7:00	24.35	0.01441
CDI I#1	767.07	43.89	0.076	21/03/2019 7:00	24.38	0.01434
CDI I#2	743.28	42.16	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01173
CDI TS#1	765.23	43.78	0.076	21/03/2019 7:00	24.37	0.01435
CDI TS#2	741.86	42.08	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01174
CDI TS#3	725.19	39.82	0.076	21/03/2019 9:00	23.98	0.01186
CENTRO DE LECTURAS Y RC 1	3603.71	46.07	0.368	21/03/2019 7:00	24.36	0.01484
CICS	577.50	31.98	0.047	21/03/2019 7:00	24.36	0.01396
DANE	450.78	25.96	0.038	21/03/2019 17:00	23.99	0.01086

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m2]</i>	<i>Air Flow [m3/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
DIRECCIÓN DE ESCUELA 8PISO #1	356.42	25.08	0.030	21/03/2019 16:00	23.99	0.01035
DIRECCIÓN DE ESCUELA 8PISO #2	359.05	25.34	0.031	21/03/2019 16:00	23.99	0.01035
DIRECCIÓN DE ESCUELA 9 PISO #1	322.00	26.46	0.027	21/03/2019 14:00	24.00	0.00985
DIRECCIÓN DE ESCUELA 9 PISO #2	362.18	31.99	0.031	21/03/2019 15:00	23.99	0.01019
DIRECCIÓN DECANO 9 PISO	778.35	29.70	0.066	21/03/2019 14:00	24.00	0.00945
O. ASUNTOS GÉNERO 1	853.45	43.77	0.085	21/03/2019 15:00	23.99	0.01210
OFICINA ADMINIST DERECHO Y FILOSOF 9PISO	5198.10	21.42	0.415	21/03/2019 7:00	24.37	0.01051

Tabla 20. Continuación

ZONE SENSIBLE COOLING						
<i>THERMAL ZONE</i>	<i>Load [W]</i>	<i>Load per Area [W/m²]</i>	<i>Air Flow [m³/s]</i>	<i>Date/Time Peak</i>	<i>Indoor Temperature Peak Load [C]</i>	<i>Indoor Humidity Ratio at Peak Load [kgWater/kgDry Air]</i>
OFICINA ADMINISTR. SOCIAL Y ECONOMÍA 9PISO	3773.62	14.32	0.311	21/03/2019 7:00	24.19	0.01245
OFICINAS ADMINISTRACIÓN DECANATO 9 PISO	2092.82	24.09	0.167	21/03/2019 7:00	24.38	0.01307
REVISTA TRAZOS	484.85	42.34	0.041	21/03/2019 15:00	23.99	0.01076
SALA DE REUNIONES 8 PISO	1057.60	19.13	0.084	21/03/2019 7:00	24.38	0.00850
SALA DE REUNIONES 9 PISO #1	958.86	25.31	0.082	21/03/2019 15:00	24.00	0.00939
SALA DE REUNIONES 9 PISO #2	1003.58	20.63	0.079	21/03/2019 7:00	24.40	0.00850

En la tabla 21 se encuentran los valores pico de ganancia de calor sensible por zona térmica, estos valores se presentan solo con el propósito de tener una referencia, pero para el dimensionamiento del sistema HVAC se tiene en cuenta el valor de carga térmica pico general, es decir, no los valores pico por zonas.

Tabla 21. Ganancia pico de calor sensible

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	Time of Peak	People Sens Heat [W]	Lights Sens Heat [W]	Equip Sens Heat [W]	Window Heat [W]	Infilt Heat [W]	Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]
AUDIENCIAS 1	01-JAN-17:00	1663.69	185.65	195.69	0.00	14.98	353.95
AUDIENCIAS 2	01-JAN-17:00	1665.51	185.65	195.69	0.00	15.05	360.33
AULA MAGNA	01-JAN-17:00	5621.99	425.38	448.41	0.00	58.47	1065.71
AULA T-A 3PISO #1	05-MAR-15:36	3076.94	259.02	273.04	857.37	55.45	934.01
AULA T-A 3PISO #2	01-JAN-13:36	3346.11	261.55	275.71	825.55	20.82	1293.84
AULA T-A 3PISO #3	01-JAN-13:36	3346.91	261.55	275.71	826.11	20.32	1297.77
AULA T-A 3PISO #4	01-JAN-13:36	3346.17	261.55	275.71	825.63	20.72	1294.18
AULA T-A 3PISO #5	05-MAR-15:36	3110.68	259.02	273.04	899.77	52.53	1105.31
AULA T-A 4PISO #1	01-JAN-13:36	3339.78	285.89	301.37	841.01	21.08	1355.43
AULA T-A 4PISO #2	01-JAN-13:36	3353.27	288.68	304.31	857.59	19.98	1415.84
AULA T-A 4PISO #3	01-JAN-13:36	3353.54	288.68	304.31	857.09	19.99	1416.10
AULA T-A 4PISO #4	01-JAN-13:36	3353.09	288.68	304.31	856.12	19.97	1413.70
AULA T-A 4PISO #5	01-JAN-13:36	3368.29	285.89	301.37	861.07	21.80	1452.43
AULA T-A 5PISO #1	01-JAN-13:36	2671.46	182.68	192.57	0.00	11.38	605.06

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	Time of Peak	People Sens Heat [W]	Lights Sens Heat [W]	Equip Sens Heat [W]	Window Heat [W]	Infilt Heat [W]	Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]
AULA T-A 5PISO #2	01-JAN- 13:36	2677.75	184.47	194.45	0.00	11.15	629.89
AULA T-A 5PISO #3	01-JAN- 13:36	2677.73	184.47	194.45	0.00	11.15	630.10
AULA T-A 5PISO #4	01-JAN- 13:36	2676.88	184.47	194.45	0.00	11.13	627.19
AULA T-A 5PISO #5	01-JAN- 13:36	2696.93	182.68	192.57	0.00	11.65	660.49
AULA T-B 5PISO #1	01-JAN- 13:36	1815.27	129.18	136.18	0.00	14.20	440.45
AULA T-B 5PISO #2	01-JAN- 13:36	1824.29	130.44	137.51	0.00	11.82	464.58
AULA T-B 5PISO #3	01-JAN- 13:36	1824.10	130.44	137.51	0.00	11.82	464.11
AULA T-B 5PISO #4	01-JAN- 13:36	1825.78	130.44	137.51	0.00	11.88	470.10
AULA T-B 5PISO #5	01-JAN- 17:00	1680.78	129.18	136.18	0.00	16.14	300.16
AULA T-B 6PISO #1	01-JAN- 17:00	2366.33	190.65	200.97	0.00	14.55	303.98
AULA T-B 6PISO #2	01-JAN- 17:00	2398.43	192.51	202.93	0.00	13.91	426.37
AULA T-B 6PISO #3	01-JAN- 17:00	2397.32	192.51	202.93	0.00	13.88	422.20
AULA T-B 6PISO #3 1	01-JAN- 13:36	2590.61	183.85	193.80	0.00	17.77	601.80
AULA T-B 6PISO #4	01-JAN- 13:36	2605.12	185.65	195.69	0.00	13.83	641.41

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	Time of Peak	People Sens Heat [W]	Lights Sens Heat [W]	Equip Sens Heat [W]	Window Heat [W]	Infilt Heat [W]	Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]
AULAS DOCENTES 8PISO #1	26-JUN-13:36	1463.02	464.38	500.34	11423.83	71.26	9590.71
AULAS DOCENTES 8PISO #2	01-JAN-17:00	141.91	41.73	44.96	0.00	0.00	0.00
AULAS DOCENTES 8PISO #3	01-JAN-17:00	141.61	41.59	44.81	0.00	0.00	0.00
AULAS DOCENTES 8PISO #4	01-JAN-17:00	141.40	41.73	44.96	0.00	0.00	0.51
AULAS DOCENTES 8PISO #5	01-JAN-17:00	142.05	41.59	44.81	0.00	0.00	0.00
AULAS DOCENTES 9PISO #1	01-JAN-17:00	910.05	262.48	282.81	0.00	35.00	0.00
AULAS DOCENTES 9PISO #2	01-JAN-13:36	1076.39	321.34	346.22	6842.43	31.52	5447.62
AULAS DOCENTES, RECEPCIÓN DE ESTUDIANT, VESTIBULO ESTUDIANT 8 PISO	01-JAN-17:00	1168.71	327.63	353.00	0.00	55.65	0.00

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
CÓMPUTO 1	01-JAN-13:36	2743.77	209.28	831.75	0.00	9.69	848.75
CÓMPUTO 2	01-JAN-13:36	3390.46	259.74	1032.3 1	0.00	8.95	1007.12
C. ATENCIÓN POB 1	28-JUN-13:36	693.75	56.10	60.44	0.00	16.35	121.26
C.E.D 2	05-MAR-15:36	1918.78	214.97	226.61	788.61	69.11	611.75
C.E.E 2	05-MAR-15:36	1966.85	230.85	243.34	991.55	58.09	1066.22
C.E.F 2	05-MAR-15:48	1928.32	305.74	322.29	777.74	60.11	582.81
C.E.TS 2	05-MAR-15:36	1927.07	226.10	238.34	950.59	73.68	843.15
CDI D#1	01-JAN-17:00	587.91	49.29	53.11	0.00	5.72	57.74
CDI D#2	01-JAN-13:36	629.52	49.72	53.57	0.00	5.44	130.05
CDI E#1	01-JAN-17:00	596.95	52.95	57.05	0.00	6.51	101.11
CDI E#2	01-JAN-13:36	630.46	53.41	57.55	0.00	5.82	141.04
CDI EDU#3	01-JAN-13:36	630.58	53.41	57.55	0.00	5.83	141.41

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
CDI EDUC#1	01-JAN-17:00	599.12	50.29	54.18	0.00	6.33	103.96
CDI EDUC#2	01-JAN-13:36	631.89	50.72	54.65	0.00	5.62	139.92
CDI F#1	01-JAN-17:00	597.81	52.95	57.05	0.00	6.56	104.60
CDI F#2	01-JAN-13:36	630.56	53.41	57.55	0.00	5.82	141.35
CDI H#1	01-JAN-17:00	597.94	52.95	57.05	0.00	6.56	105.10
CDI H#2	01-JAN-17:00	599.20	50.29	54.18	0.00	6.34	104.25
CDI H#3	01-JAN-17:00	597.96	52.95	57.05	0.00	6.56	105.14
CDI H#4	01-JAN-13:36	631.90	50.72	54.65	0.00	5.62	139.96
CDI H#5	01-JAN-13:36	630.58	53.41	57.55	0.00	5.83	141.42
CDI I#1	01-JAN-17:00	599.19	50.29	54.18	0.00	6.34	104.21
CDI I#2	01-JAN-13:36	631.90	50.72	54.65	0.00	5.62	139.96
CDI TS#1	01-JAN-17:00	598.09	50.29	54.18	0.00	6.29	99.89
CDI TS#2	01-JAN-13:36	631.48	50.72	54.65	0.00	5.61	138.61
CDI TS#3	01-JAN-13:36	627.95	52.40	56.46	0.00	5.60	128.57

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	Time of Peak	People Sens Heat [W]	Lights Sens Heat [W]	Equip Sens Heat [W]	Window Heat [W]	Infilt Heat [W]	Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]
CENTRO DE LECTURAS Y RC 1	27-JUN-17:00	3051.38	265.96	280.36	0.00	37.11	324.15
CICS	01-JAN-17:00	296.29	51.96	55.98	0.00	6.20	23.55
DANE	01-JAN-17:00	220.19	49.96	53.83	0.00	9.55	6.46
DIRECCIÓN DE ESCUELA 8PISO #1	26-JUN-16:00	66.94	40.89	44.06	440.40	11.03	288.20
DIRECCIÓN DE ESCUELA 8PISO #2	26-JUN-16:00	66.85	40.77	43.92	435.66	10.91	279.71
DIRECCIÓN DE ESCUELA 9 PISO #1	01-JAN-13:36	68.75	35.01	37.72	475.81	2.86	343.11
DIRECCIÓN DE ESCUELA 9 PISO #2	26-FEB-14:40	66.97	32.57	35.09	426.40	9.08	245.71
DIRECCIÓN DECANO 9 PISO	01-JAN-13:36	66.40	75.41	81.24	1327.23	6.33	845.56
O. ASUNTOS GÉNERO 1	28-JUN-13:36	679.64	56.10	60.44	0.00	28.05	77.61

Tabla 21. Continuación

PEAK COOLING SENSIBLE HEAT GAIN COMPONENTS							
THERMAL ZONE	<i>Time of Peak</i>	<i>People Sens Heat [W]</i>	<i>Lights Sens Heat [W]</i>	<i>Equip Sens Heat [W]</i>	<i>Window Heat [W]</i>	<i>Infilt Heat [W]</i>	<i>Opaque Surface Conduct and Other Heat [W]</i>
OFICINA ADMINISTRATIVO Y FILOSOFIA 9PISO	01-JAN-17:00	1785.13	698.29	752.37	0.00	1.85	0.00
OFICINA ADMINISTRATIVA SOCIAL Y ECONOMIA 9PISO	01-JAN-17:00	1386.05	758.12	816.83	0.00	18.70	0.00
OFICINAS ADMINISTRACION DECANATO 9 PISO	02-JAN-13:48	868.31	249.91	269.26	869.81	10.76	697.68
REVISTA TRAZOS	10-OCT-13:36	223.88	32.95	35.50	560.47	15.85	505.07
SALA DE REUNIONES 8 PISO	15-JAN-05:10	0.00	20.88	88.06	0.00	0.00	0.00
SALA DE REUNIONES 9 PISO #1	26-FEB-15:00	0.00	128.80	135.78	1626.46	20.62	1039.13
SALA DE REUNIONES 9 PISO #2	15-JAN-05:10	0.00	18.38	77.50	0.00	0.00	0.00
Total Facility	01-JAN-13:36	120209	12947	16207	28097	1697	45041

Resumen del dimensionamiento de equipos

A continuación, se presenta el dimensionamiento de los componentes del sistema HVAC, como lo son la bobina de enfriamiento, el ventilador, las dos bombas, el chiller y por último la torre de enfriamiento; como aclaración, se tiene que estos componentes son modelos realizados para el dimensionamiento del sistema de aire acondicionado, es decir, solo se toman como referencia y no necesariamente representan a los equipos instalados. Ver tabla 22.

Tabla 22. Dimensionamiento de los componentes del sistema HVAC

COMPONENT SIZING INFORMATION		
<i>Component Type</i>	<i>Input Field Description</i>	<i>Value</i>
<i>Coil: Cooling: Water</i>	Design Size Design Inlet Air Temperature [C]	24,530
	Design Size Design Inlet Water Temperature [C]	7,220
	Design Size Design Outlet Air Temperature [C]	12,472
	Design Size Design Inlet Air Humidity Ratio	1,98E-02
	Design Size Design Outlet Air Humidity Ratio	8,50E-03
	Design Size Design Coil Load [W]	651025,488
	Design Size Design Water Flow Rate [m3/s]	2,33E-02
	Design Size Design Air Flow Rate [m3/s]	15,220
<i>Fan: Constant Volume</i>	Design Size Maximum Flow Rate [m3/s]	15,220
<i>Pump: Variable Speed</i>	Design Flow Rate [m3/s]	2,33E-02
	Design Power Consumption [W]	5940,874
<i>Chiller: Electric: EIR</i>	Design Size Reference Chilled Water Flow Rate [m3/s]	2,33E-02
	Design Size Reference Capacity [W]	651025,488
	Design Size Reference Condenser Fluid Flow Rate [m3/s]	3,29E-02

Tabla 22. Continuación

COMPONENT SIZING INFORMATION		
<i>Component Type</i>	<i>Input Field Description</i>	<i>Value</i>
<i>Pump: Variable Speed</i>	Design Flow Rate [m3/s]	3,29E-02
	Design Power Consumption [W]	8398,664
<i>Cooling Tower: Single Speed</i>	Design Water Flow Rate [m3/s]	3,29E-02
	Fan Power at Design Air Flow Rate [W]	8078,634
	Design Air Flow Rate [m3/s]	24,522
	U-Factor Times Area Value at Design Air Flow Rate [W/C]	39043,829
	Free Convection Regime Air Flow Rate [m3/s]	2,452
	Free Convection U-Factor Times Area Value [W/K]	3904,383

En este caso se aplica todo lo dicho anteriormente en el otro edificio. A continuación, se presenta el valor de carga térmica.

$$Q_H = 651,03 \text{ KW} = 185,12 \text{ RT}$$

Con base en la proyección del sistema HVAC que será instalado en el edificio, se tiene que la capacidad será de 313,04 TR, el valor de carga térmica calculado está muy por debajo del valor de carga térmica proyectada, aproximadamente 59.14% por debajo; teniendo en cuenta que el proceso de cálculo se realizó de forma conservadora y bajo las condiciones más críticas de operación, se considera que la proyección del sistema HVAC está sobredimensionada.

De forma general y teniendo en cuenta el análisis de los resultados presentados anteriormente, se observó que se tiene una capacidad de enfriamiento total muy por encima del valor de carga térmica total, esto es, se puede ofrecer capacidad de enfriamiento a otro edificio que así lo requiera, sin necesidad de instalar nuevos sistemas HVAC. Más adelante en este documento, se presenta la

descripción de las condiciones que se necesitan para lograr lo anteriormente expuesto.

5. DISEÑO DEL CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA

Una vez calculadas las cargas térmicas en los dos edificios, se procedió con el desarrollo del circuito de distribución de agua fría, el cual permite la interacción entre el sistema de aire acondicionado del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica con el del Edificio de Ciencias Humanas, de manera que se obtenga un ahorro energético y una futura conexión con algún sistema de otro edificio.

Se empezó con la caracterización de los sistemas de aire acondicionado de los dos edificios, luego se diseñó el sistema de distribución de agua fría teniendo en cuenta las consideraciones técnicas y de mercado, por último, se calculó y se seleccionó la mejor configuración derivada de la interacción de los dos sistemas, teniendo como propósito, la minimización en el consumo de energía total por parte de los sistemas de aire acondicionado.

5.1 CARACTERIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

El conocimiento de los sistemas HVAC instalados o próximos a instalar en los dos edificios seleccionados, además de ser fundamental, permite una mejor comprensión de las decisiones que se toman en el sistema a diseñar. Primero se presenta una breve introducción al sistema instalado en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y posteriormente en el Edificio de Ciencias Humanas.

5.1.1 Sistema HVAC del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica: en este edificio actualmente se encuentra instalado un sistema de aire acondicionado tipo *chiller*, formado por dos equipos, con una distribución en paralelo y con las siguientes características principales:

- Dos equipos tipo *Air Cooled Scroll Chiller* de LG, con capacidades de enfriamiento de 130 KW (36,97 TR) y 195 KW (55,45 TR) a condiciones estándar, las cuales son: temperatura del aire exterior de 35°C, temperatura de salida del agua del chiller de 7°C y una diferencia de temperatura de 5°C. Ver figura 21.

Figura 21. Air Cooled Scroll Chiller de 130 KW (36,97 TR)



Fuente: *Air-cooled Scroll Chiller*. Disponible en: <https://www.lg.com/global/business/air-cooled-scroll-chiller>Mecánica.

- Los *chillers* están equipados cada uno con un compresor del tipo *Hermetically sealed DC scroll (VSD)*, cuya principal característica es su funcionamiento variable, proporcionando flexibilidad y alta eficiencia a cargas parciales.
- El refrigerante utilizado es del tipo R410A.

- Posee un condensador tipo *fin and tube* y un evaporador tipo *shell and tube*.
- Ventiladores con motor tipo BLDC, de velocidad fija; el *chiller* de menor capacidad posee 4 ventiladores y el de mayor capacidad 6 ventiladores.

El sistema posee dos bombas GRUNDFOS TP 80-340 / 4 AFA-BAQE, de igual capacidad e instaladas en paralelo; las bombas están dotadas con un sistema variador de frecuencia externo con el propósito de convertirlas en bombas variables. Ver figura 22.

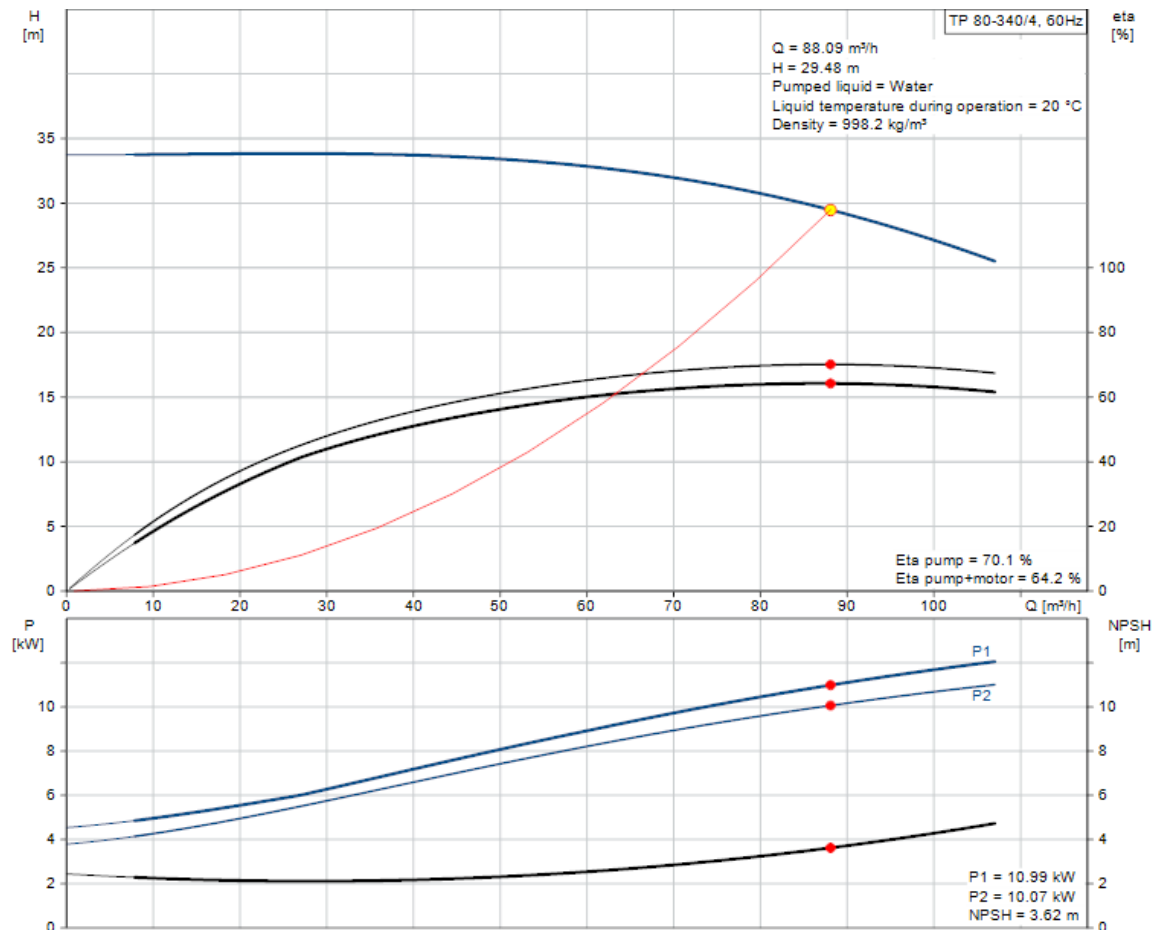
Figura 22. Bomba GRUNDFOS TP 80-340 / 4 AFA-BAQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96110744&qcid=884276665>

A continuación, se presentan sus curvas características y los valores en el punto de trabajo nominal. Ver figura 23.

Figura 23. Curvas características de la bomba TP 80-340 / 4 AFA-BAQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96110744&qcid=884276665>

El sistema está dotado con dos válvulas BELIMO reguladoras de caudal compensadas por presión del tipo *Electronic Pressure Independent Valve*, con capacidad de 141 GPM, mostrada a continuación. Ver figura 24.

Figura 24. Electronic Pressure Independent Valve



Fuente: BELIMO. Disponible en: https://www.belimo.com/pim/mam/americas/technical_documents/data_sheets/water/P6300S-141+ARX24-PI.pdf

Hacen también parte del sistema, unidades de enfriamiento y deshumidificación tipo *fan coils* distribuidos por las diferentes zonas térmicas; dos válvulas combinacionales del tipo *Combination Valves Series CV* de GRUNDFOS, cuyos propósitos son actuar como válvula de cierre, válvula de equilibrio y válvula de retención a la salida de las bombas. Por otro lado, se tienen válvulas de cierre independientes, un vaso de expansión y tuberías preaisladas. No se hace énfasis en los anteriores debido a que no influyen directamente en el sistema a diseñar.

5.1.2 Sistema HVAC del Edificio de Ciencias Humanas: durante el desarrollo de este proyecto, se presentaron situaciones imprevistas tales como la pandemia que se extendió a nivel global bien conocida por todos, otra situación muy particular es el desarrollo del proyecto durante la fase de construcción del mismo edificio en mención, razón por la cual no se tuvieron con certeza los datos de

los equipos del sistema HVAC definitivo; con base en información suministrada por los ingenieros contratistas se tomó la decisión de seleccionar los equipos respectivos, basado en los equipos ya instalados en otros sistemas de la universidad y en la disponibilidad del mercado.

Según información preliminar, en el nuevo edificio se instalará un sistema de aire acondicionado con dos equipos tipo *chiller* enfriados por agua, mediante la utilización de dos torres de enfriamiento; también se va a contar con tres bombas en la red de agua fría y dos bombas en la red de agua de enfriamiento. La instalación se va a disponer así: Los *chillers* en el sótano y las torres de enfriamiento en el último piso del edificio. Se seleccionaron los siguientes equipos:

Los equipos de aire acondicionado seleccionados son del tipo *chiller*, enfriados por agua, con compresor de tornillo y con las siguientes características.

- Dos *chiller* tipo *Water Cooled Screw Chiller* de LG, con capacidades de 453 KW (128,81 TR) y 608 KW (172,88 TR) a condiciones estándar tales como una temperatura de salida del agua fría de 7°C, una diferencia de temperatura del agua fría de 5°C, una temperatura de entrada del agua de enfriamiento de 32°C y una diferencia de temperatura del agua de enfriamiento de 5°C. Ver figura 25.

Figura 25. Water Cooled Screw Chiller



Fuente: WATER-COOLED SCREW CHILLER. Disponible en:
<https://www.lg.com/global/business/water-cooled-screw-chiller>

- Los *chillers* están equipados cada uno con un compresor del tipo *Semi-hermetic twin screw*, cuya principal característica es su funcionamiento variable, proporcionando flexibilidad y alta eficiencia a cargas parciales.
- El refrigerante utilizado es del tipo R134a.
- Posee un condensador y un evaporador tipo *shell and tube*.

El sistema de agua fría posee tres bombas GRUNDFOS TPE 80-570 / 2 AFA-BAQE, de igual capacidad e instaladas en paralelo, dos bombas para satisfacer la demanda de los dos *chillers* y una como repuesto; las bombas están dotadas con un sistema variador de frecuencia interno por lo cual son bombas variables. Ver figura 26.

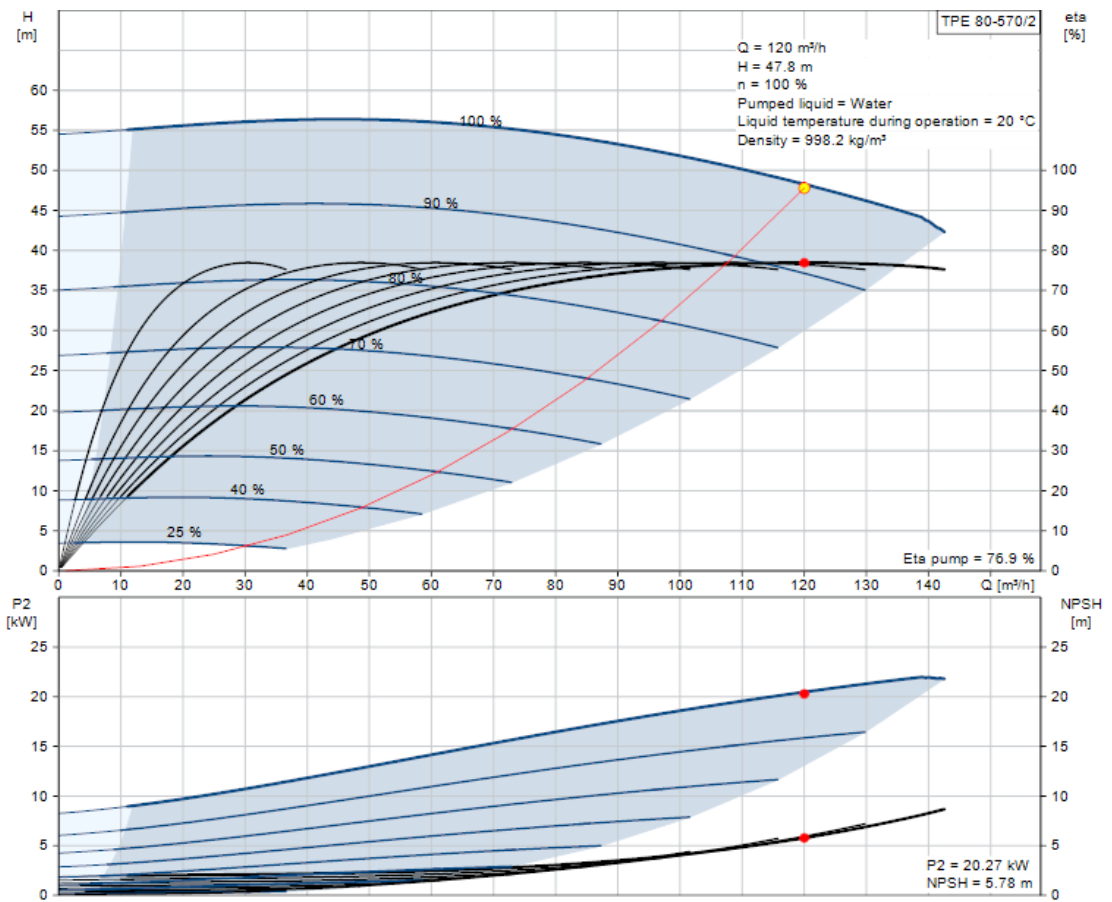
Figura 26. Bomba GRUNDFOS TPE 80-570 / 2 AFA-BAQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96110049&qcid=884576680>

A continuación, se presentan sus curvas características y los valores en el punto de trabajo nominal.

Figura 27. Curvas características de la bomba TPE 80-570 / 2 AFA-BAQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: <https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96110049&qcid=884588491>

Para el agua de enfriamiento se tienen dos torres de enfriamiento BAC, de la serie 1500 XE; son equipos de alto rendimiento, seleccionados en función del ahorro energético y factores tales como el peso y la geometría, debido a las condiciones de instalación. Ver figura 28.

Figura 28. Torre de enfriamiento BAC-1500 XE



Fuente: Series 1500 Engineering Data. Disponible en: <http://www.baltimoreaircoil.com/english/resource-library/file/543>

A continuación, se presentan algunas de las principales características y componentes:

- La torre de menor capacidad es de tipo XES15E-1285-07HN con 150 TR, y la de mayor capacidad es de tipo XES15E-1285-10HN con 186 TR, ambas en condiciones de operación nominales.
- Los motores en las dos torres de enfriamiento son de 5 HP y fijos, la capacidad del ventilador de la torre de menor y mayor capacidad es de 35380 CFM y 42570 CFM respectivamente.

El sistema de bombeo en el circuito de enfriamiento posee dos bombas GRUNDFOS TPE 80-330/2 S-A-F-A-BQQE, de igual capacidad e instaladas en paralelo, estas dos bombas satisfacen la demanda de los dos *chillers*; las bombas están dotadas con un sistema variador de frecuencia interno por lo cual son bombas variables. Ver figura 29.

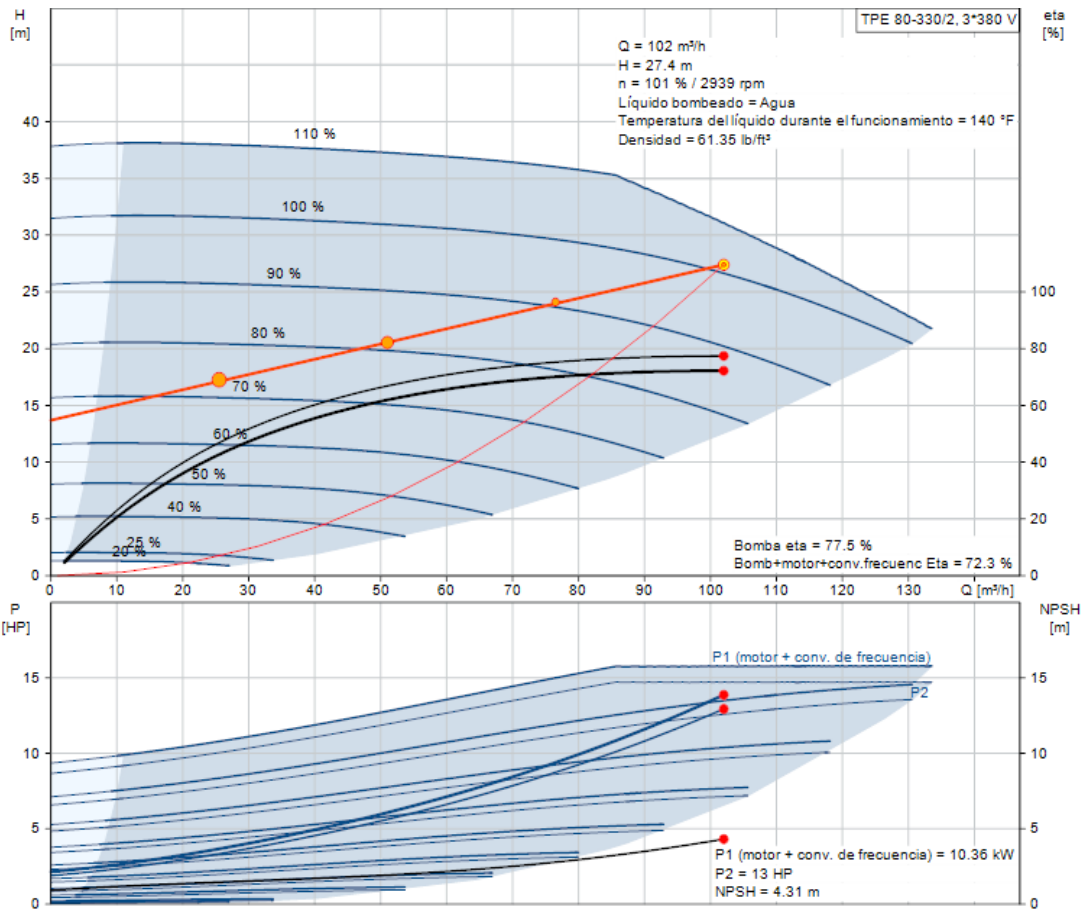
Figura 29. Bomba GRUNDFOS TPE 80-330/2 S-A-F-A-BQQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER Disponible en:
https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=15872237894390861772714793769

A continuación, se presentan sus curvas características y los valores en el punto de trabajo nominal. Ver figura 30.

Figura 30. Curvas características de la bomba TPE 80-330/2 S-A-F-A-BQQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER Disponible en: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=158722378943908617727147937695&pumpsystemid=873696494&qcid=902093221

5.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA

El sistema de distribución de agua fría como su nombre lo indica, es una red de sistemas HVAC que interactúan entre sí, con el propósito de poder trabajar siempre lo más cerca posible al punto de máximo rendimiento global, permitiendo así, un ahorro energético considerable y una mayor preservación de los sistemas; otro beneficio es la posible utilización de la capacidad sobrante en los equipos, para alimentar a otro edificio que lo requiera, teniendo en cuenta que en la mayoría de diseños HVAC se sobredimensionan los equipos.

5.2.1 Consideraciones de diseño: a continuación, se muestran las consideraciones tomadas en cuenta para el diseño del sistema de distribución.

- La naturaleza variable de los dos sistemas HVAC que se van a conectar, brinda una luz en el proceso de diseño del circuito de distribución, por lo que se dedujo que el sistema debe ser también de la misma naturaleza; debe poseer un sistema de control con un sistema de bombeo variable.
- La conexión del sistema se da a partir de dos puertos disponibles en cada edificio, uno en la tubería de retorno y otro en la de suministro. Se debe permitir un flujo bidireccional, es decir, que se pueda intercambiar agua entre los dos edificios, para esto se debe controlar el caudal tanto en la línea de retorno como en la de suministro en ambos sentidos.
- Debido al desconocimiento del espacio disponible en el Edificio de Ciencias Humanas, se optó por disponer la configuración de bombeo y control en la cubierta del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica, en donde se dispone de suficiente espacio.
- En el sistema de distribución se debe tener un sistema de bombeo compuesto por dos bombas variables, en funcionamiento alterno, una configuración de tuberías y válvulas que permitan el flujo en ambos sentidos y que brinden las condiciones óptimas para el funcionamiento de las bombas.
- Para el sistema de control se deberá contar con válvulas de control de caudal, por lo que se eligieron válvulas independientes de presión y válvulas de cierre.
- Para el sistema de tuberías se seleccionaron tuberías y accesorios preaislados, esto con el propósito de reducir la ganancia de calor por parte del agua.
- Debido a que la mayoría del intercambio de agua se da desde el sistema HVAC del Edificio de Ciencias Humanas se debe asegurar la minimización de pérdidas por tubería y accesorios en este sentido.

- Es indispensable dejar disponible un punto de conexión de suministro y retorno en la línea horizontal de tubería a nivel del piso, esto con el propósito de poder alimentar a otro edificio.

5.2.2 Diseño del sistema de distribución: teniendo en cuenta las consideraciones de diseño anteriormente expuestas, se diseñó el sistema de distribución mostrado a continuación. Ver figura 31 y figura 32.

Figura 31. Sistema de distribución

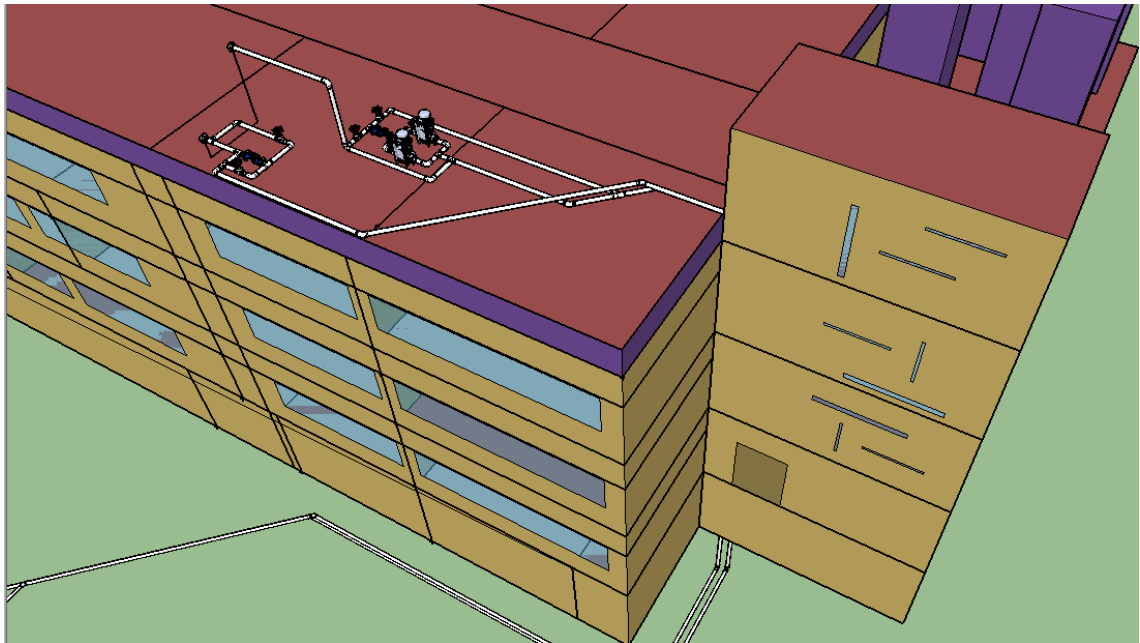
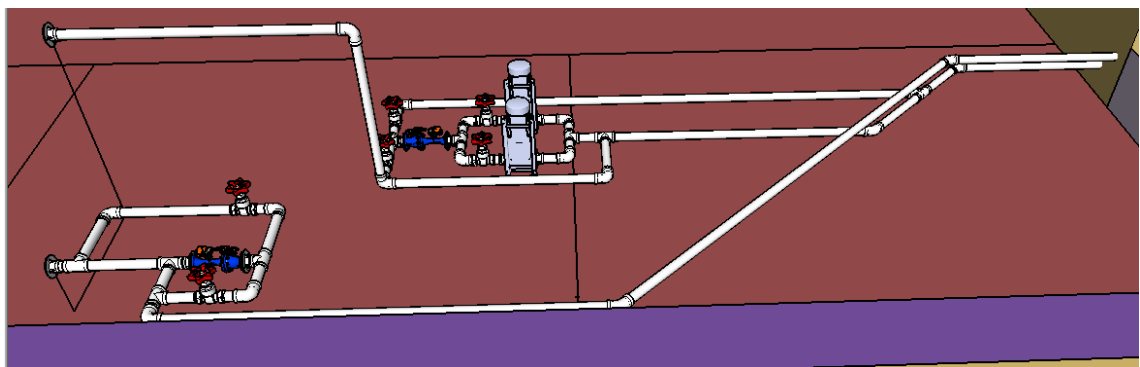


Figura 32. Sistema de distribución



Respecto a los componentes del sistema, se decidió realizar una configuración con válvulas de tres vías, con el propósito de ahorrar 2 válvulas independientes de presión y dos bombas, entre otros.

Una limitante en el diseño fue que la tubería no puede bajar por la fachada sur del edificio, debe bajar por el espacio de ductos dentro del edificio, lo que produce un aumento en la longitud de la tubería, el número de accesorios y por ende las caídas de presión por la red. La tubería debe ir enterrada en el trayecto horizontal que conecta los dos edificios, así, se baja por el espacio de ductos del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica hasta el nivel de conexión y se cruza hasta el Edificio de Ciencias Humanas; cabe anotar que dependiendo del nivel del piso que resulte luego de la terminación del nuevo edificio, se deberá estipular la profundidad en tierra de la tubería que más convenga.

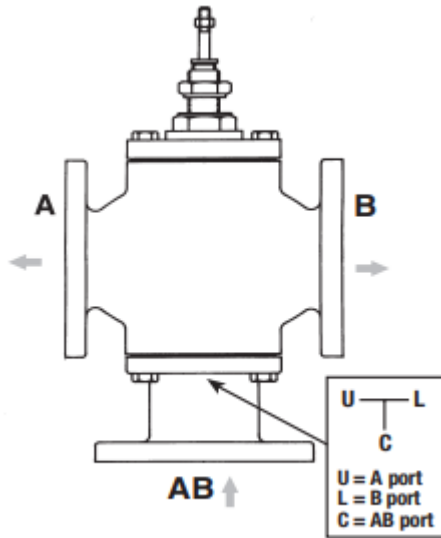
5.2.3 Funcionamiento del sistema de distribución: el sistema de distribución posee dos subsistemas, el de retorno y el de suministro, cada uno tiene una función específica, el primero controla el caudal de retorno y el segundo el caudal de suministro, todo, desde un sistema de control centralizado. A continuación, se presenta una convención de colores necesaria para el análisis del funcionamiento.

■ Suministro de agua fría desde el Edificio de Ciencias Humanas (ECH), retorno de agua caliente hacia el ECH.

■ Suministro de agua fría desde el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica (ELIM), retorno de agua caliente hacia el ELIM.

Para una mejor comprensión, a continuación, se presenta un esquema de la válvula de tres vías, utilizada en los dos subsistemas, y más adelante en este documento, se presenta la selección de los componentes del sistema de distribución de agua fría.

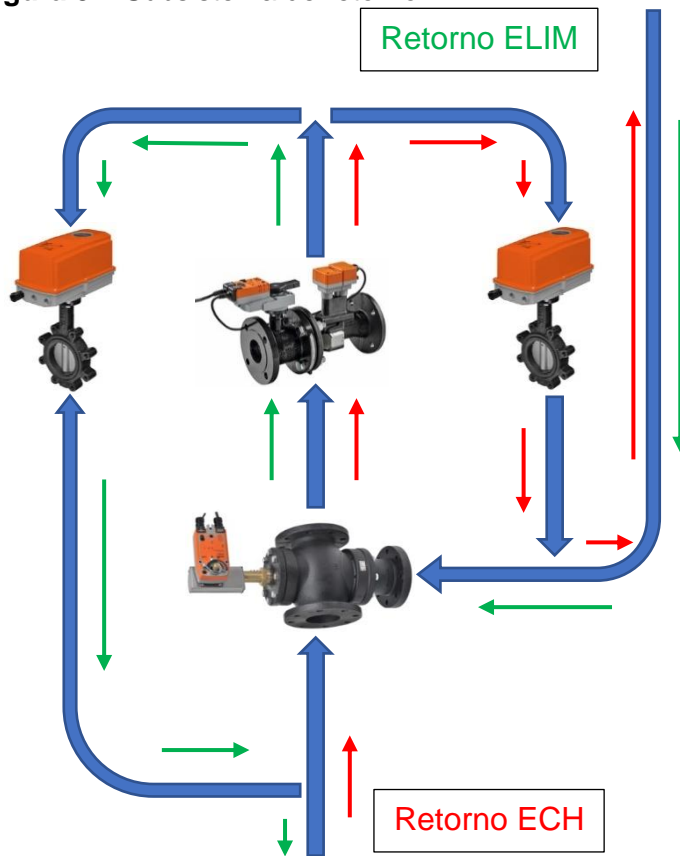
Figura 33. Esquema de la válvula de globo de tres vías



Fuente: BELIMO. Disponible en:
https://www.belimo.us/shop/en_US/config?code=G7100D%2BA
FBUP-S-X1

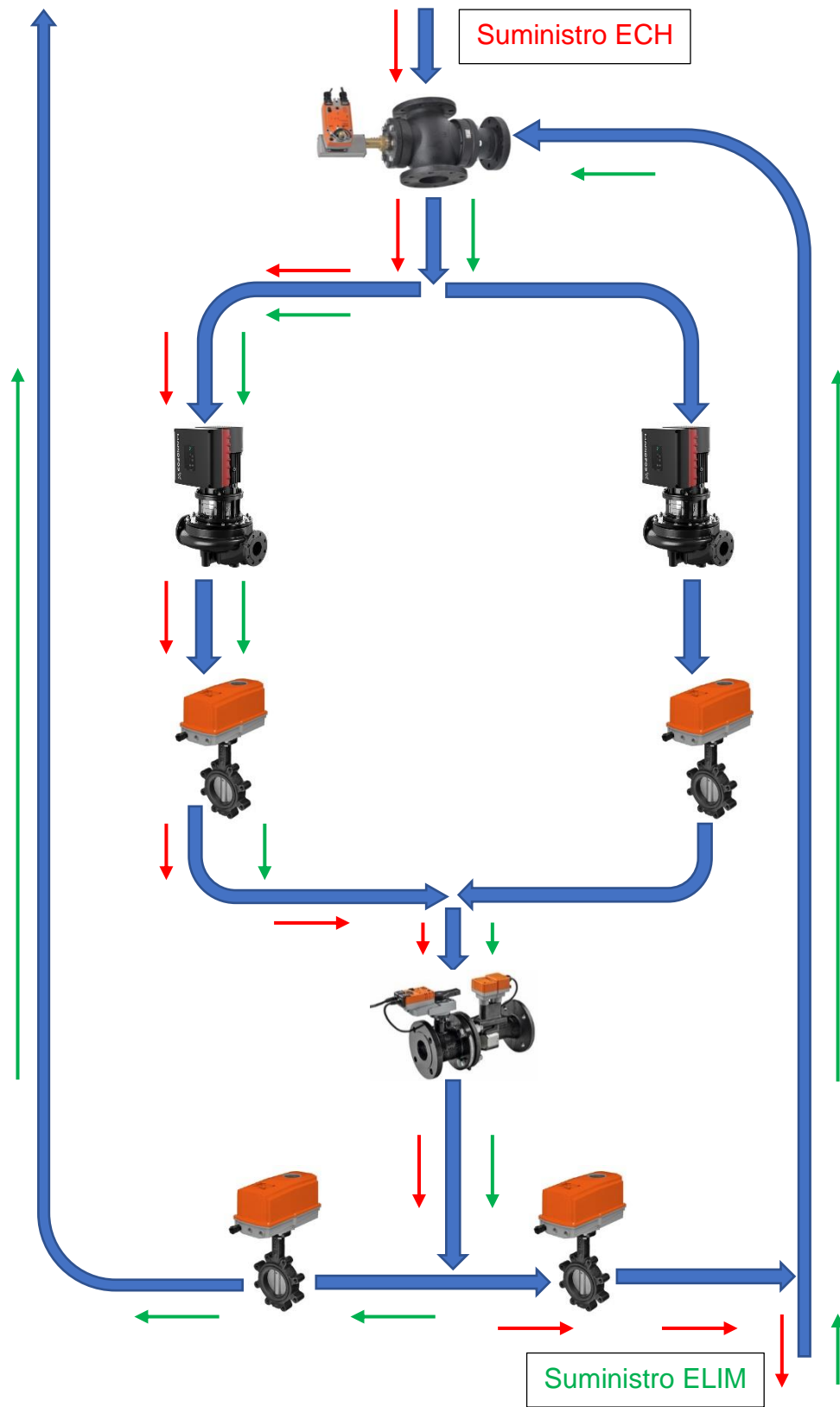
En la siguiente figura se aprecia el subsistema de retorno, su funcionamiento depende del edificio que esté suministrando agua fría, por ejemplo: si el Edificio de Ciencias Humanas está suministrando el agua fría, el retorno de agua deberá ser hacia ese mismo edificio para volver a enfriarla, por lo que el agua de retorno sale desde el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica y entra al subsistema de retorno (ver flecha roja entrando), luego pasa por una válvula de tres vías la cual controla cuál línea de retorno entra a la válvula independiente de presión, seguido entra a la válvula independiente de presión la cual controla el caudal, en este tiempo, la válvula de cierre a la izquierda se cierra, y la de la derecha se abre, permitiendo el paso del agua hacia el Edificio de Ciencias Humanas. Cuando se presenta el otro caso, las válvulas de cierre y de tres vías se conmutan, permitiendo el paso de agua en el otro sentido.

Figura 34. Subsistema de retorno



En la siguiente figura se tiene el subsistema de suministro, su funcionamiento depende del edificio que esté suministrando el agua fría, por ejemplo: si el Edificio de Ciencias Humanas está suministrando, el agua entra al subsistema (ver flecha roja entrando), luego pasa por una válvula de tres vías la cual controla cuál línea de suministro entra a la bomba, la válvula de cierre que le sigue a la bomba está abierta, la otra bomba está apagada y su válvula de cierre, cerrada; luego pasa a la válvula independiente de presión y pasa por la válvula de cierre a la derecha, la cual está abierta, la válvula de cierre a la izquierda está cerrada, luego de esto, pasa hacia el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica. Cuando se presenta el otro caso, las válvulas de cierre (con excepción de la válvula de cierre que sigue a la otra bomba) y de tres vías se conmutan, permitiendo el paso de agua en el otro sentido.

Figura 35. Subsistema de suministro



En este apartado solo se explicó cómo funciona el sistema de distribución de agua fría, para conocer cuándo y en qué forma opera el sistema, es necesario abordar otros temas que se presentan a continuación.

5.3 CÁLCULOS, DIMENSIONAMIENTO, SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

En el proceso de determinación de los equipos y componentes del sistema de distribución, entran en juego múltiples factores, por lo que se empieza con una descripción de los requerimientos, seguido de una serie de consideraciones para tener en cuenta, posteriormente se entra en el proceso de cálculo y dimensionamiento, para finalizar así en la selección de los equipos y componentes.

5.3.1 Requerimientos: a continuación, se muestran los requerimientos tomados en cuenta para el diseño del sistema de distribución.

- **Tipo de fluido:** el fluido que se conduce por el sistema de distribución es agua, debido a que en los dos sistemas HVAC se maneja el mismo fluido, lo que permite mezclarlos sin ningún problema.
- **Propiedades:** el fluido se trabaja en un rango de temperatura desde los 5°C hasta los 15°C, la presión del sistema no debe exceder los 0.980665 Mpa, ésta es la máxima presión de trabajo para el evaporador en los *chillers* del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica.
- **Caudal:** el caudal por el sistema de distribución debe ser suficiente para cumplir con la demanda de intercambio de energía entre los dos edificios, en las condiciones de operación más críticas; en el proceso de cálculo se halla dicho valor.
- **Altura:** la bomba del sistema de distribución debe ser capaz de vencer las caídas de presión en la tubería y accesorios, correspondiente solo al sistema de distribución.

5.3.2 Consideraciones: con el objetivo de hacer más práctico el proceso de cálculo y teniendo en cuenta recomendaciones técnicas, se tomaron las siguientes consideraciones, las cuales no necesariamente deben ser tenidas en cuenta en el proceso de puesta en funcionamiento y ajuste del sistema. En su mayoría los cálculos están basados en condiciones estándar de los equipos, presentadas por los fabricantes.

- **Localización y temperatura del aire exterior:** sabiendo que el sistema de distribución se localiza en la ciudad de Bucaramanga y teniendo en cuenta que la operación, capacidad y rendimiento de los sistemas HVAC se ven influidos directamente por dichos factores, se ajustaron los valores de capacidad de los *chillers* para una altura de 1000 msnm. La temperatura del aire exterior se tomó para condiciones máximas de operación, es decir, cuando en la ciudad de Bucaramanga se tiene una temperatura de 30°C.
- **Diferencia de temperatura (ΔT):** para la capacidad máxima de operación de todos los *chillers* se tomó una diferencia de temperatura de 5°C para el lado del agua en el evaporador, y en el condensador de los *water cooled chillers*, recomendada por el fabricante; la temperatura de entrada del agua a todos los *chillers* se estableció en 13°C. El agua de enfriamiento proveniente de la torre en el sistema HVAC del Edificio de Ciencias Humanas entra al condensador a 32°C, que representa el estándar del fabricante.
- **Caudal por los *chillers*:** para los equipos tipo *air cooled chillers* el fabricante proporciona valores estándar para el caudal de agua fría, también proporciona valores máximos y mínimos de caudal, por lo que se decidió trabajar con un caudal estándar de 360Lpm y 540Lpm. Para los equipos tipo *water cooled chillers* el fabricante proporciona valores máximos y mínimos para el caudal de agua fría y agua de enfriamiento, por lo que se decidió trabajar con un caudal promedio de 1518Lpm y 1884Lpm en el evaporador; en el condensador se tendrá 1620Lpm y 2040Lpm.

- **Capacidad de los chillers:** los equipos HVAC con los que se cuenta en los dos edificios, son equipos altamente eficientes, con la característica principal de adaptarse a cargas parciales, lo que permite flexibilidad en la operación. La recomendación del fabricante es que se trabajen los equipos en un rango del 20% hasta el 100% de la capacidad, considerando siempre el valor de caudal mínimo tanto por el evaporador como por el condensador.
- **Rendimiento:** el comportamiento del rendimiento a medida que se disminuye la capacidad del equipo es creciente; el fabricante proporciona los datos de rendimiento a cargas parciales y al máximo de capacidad, todo a caudal constante, lo que produce una disminución en el diferencial de temperatura por debajo de 1°C al 20% de capacidad. Para temas de cálculo se mantendrá el caudal constante, variando el diferencial de temperatura y manteniendo siempre una entrada de agua al *chiller* de 13°C; es importante señalar que se asumió igual comportamiento en el rendimiento en los dos sistemas, es decir, se tomaron los datos para el de tipo *air cooled chiller* y sabiendo que el rendimiento del equipo tipo *water cooled chiller* es ligeramente superior, se dejó como si se comportara de la misma manera, lo que no representa algún problema; esta consideración toma en cuenta el comportamiento del rendimiento, es decir el porcentaje de incremento o disminución respecto a la capacidad máxima y no como tal el valor.

5.3.3 Cálculos y dimensionamiento: el proceso de cálculo en cuanto a equipos se refiere, está basado en datos suministrados por el fabricante; para una mejor comprensión, remitirse a la bibliografía y anexos 1 y 2 donde se especifican los catálogos utilizados.

A lo largo de esta sección se debe hacer uso de la siguiente nomenclatura:

- $ECH = \text{Edificio Ciencias Humanas}$
- $ELIM = \text{Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica}$
- $COP_H = \text{rendimiento equipos ECH}$

- $COP_{Hp} =$
rendimiento ajustado por capacidad parcial en equipos ECH
- $COP_M =$ *rendimiento equipos ELIM*
- $COP_H =$ *rendimiento equipos ECH*
- $COP_{Mp} =$
rendimiento ajustado por capacidad parcial en equipos ELIM
- $COP_p =$
rendimiento ajustado por cap. parcial en equipos con S. Distribución
- $C_1 =$ *capacidad chiller_1*
- $C_2 =$ *capacidad chiller_2*
- $C_3 =$ *capacidad chiller_3*
- $C_4 =$ *capacidad chiller_4*
- $\Delta_T =$ *diferencia de temperatura del agua con el S. Distribución*
- $\Delta_{T3} =$ *diferencia de temperatura del agua en el chiller_3*
- $\Delta_{T4} =$ *diferencia de temperatura del agua en el chiller_4*
- $\Delta_{TH} =$ *diferencia de temperatura del agua en ECH*
- $\Delta_{TM} =$ *diferencia de temperatura del agua en ELIM*
- $m_D =$ *caudal por el S. Distribución*
- $m_H =$ *caudal por ECH con el S. Distribución*
- $m_{Hi} =$ *flujo másico por ECH*
- $m_{Hnom3} =$ *flujo másico nominal por el chiller_3*
- $m_{Hnom4} =$ *flujo másico nominal por el chiller_4*
- $m_M =$ *caudal por ELIM con el S. Distribución*
- $m_{Mi} =$ *flujo másico por ELIM*
- $m_{Mnom1} =$ *flujo másico nominal por el chiller_1*
- $m_{Mnom2} =$ *flujo másico nominal por el chiller_2*
- $Pb_D =$ *potencia de la bomba de distribución*
- $Pb_{H3} =$ *potencia constante de la bomba_3 ECH*
- $Pb_{H4} =$ *potencia constante de la bomba_4 ECH*
- $Pb_{HH} =$ *potencia de bombeo en funcion del caudal ECH*
- $Pb_{M1} =$ *potencia constante de la bomba_1 ELIM*

- Pb_{M2} = potencia constante de la bomba₂ ELIM
- Pb_{MM} = potencia de bombeo en funcion del caudal ELIM
- Pb_{T3} = potencia constante de la bomba de la torre₃
- Pb_{T4} = potencia constante de la bomba de la torre₄
- Pi_3 = potencia de entrada al chiller₃ con el S. Distribución
- Pi_4 = potencia de entrada al chiller₄ con el S. Distribución
- Pi_{H3} = potencia de entrada al chiller₃ sin el S. Distribución
- Pi_{H4} = potencia de entrada al chiller₄ sin el S. Distribución
- Pi_{M1} = potencia de entrada al chiller₁ sin el S. Distribución
- Pi_{M2} = potencia de entrada al chiller₂ sin el S. Distribución
- PP_{ahorro} = porcentaje de potencia ahorrada
- Pt_{C2} = potencia total del sistema con el S. Distribución
- Pt_H = potencia total del sistema del ECH
- Pt_H = potencia total del sistema del ECH
- Pt_i = potencia total sin el S. Distribución
- Pt_M = potencia total del sistema del ELIM
- Pv_{M1} = potencia constante del ventilador₁ en ELIM
- Pv_{M2} = potencia constante del ventilador₂ en ELIM
- Pv_T = potencia constante de ventiladores en ELIM
- P_{ahorro} = potencia ahorrada
- P_{cap3} = % de capacidad del chiller₃ con S. Distribución
- P_{cap4} = % de capacidad del chiller₄ con S. Distribución
- P_{capH3} = % de capacidad del chiller₃
- P_{capH4} = % de capacidad del chiller₄
- P_{capM1} = % de capacidad del chiller₁
- P_{capM2} = % de capacidad del chiller₂
- Q_H = carga térmica ECH
- Q_{H100} = carga térmica al 100% ECH
- Q_M = carga térmica ELIM
- Q_{M100} = carga térmica al 100% ELIM
- Q_T = carga térmica total

- y = incremento en el rendimiento a capacidad parcial
- y_H =
incremento en el rendimiento a capacidad parcial para equipos del ECH
- y_M =
incremento en el rendimiento a capacidad parcial para equipos del ELIM
- **Capacidad:** La capacidad de los equipos HVAC depende de múltiples factores tales como la ubicación, condiciones del aire exterior, condiciones de operación, entre otros. A continuación, se presentan los detalles del cálculo y la capacidad real máxima de los cuatro equipos instalados.

Ajuste de capacidad de los equipos HVAC de los edificios.

- ✓ Edificio de Laboratorios Ingeniería Mecánica (8°C-13°C): para una altitud de 1000 msnm, una diferencia de temperatura de 5°C y un factor de ensuciamiento de $0.000018 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$.

Donde:

- CCF = *factor de corrección de capacidad*
- PCF = *factor de corrección de potencia*
- C_{1nom} = *capacidad nominal del chiller 1*
- C_{2nom} = *capacidad nominal del chiller 2*
- PI_{1nom} = *potencia de entrada nominal del chiller 1*
- PI_{2nom} = *potencia de entrada nominal del chiller 2*
- COP_{1nom} = *rendimiento nominal del chiller 1*
- COP_{2nom} = *rendimiento nominal del chiller*
- PI_1 = *potencia de entrada del chiller 1 ajustada*
- PI_2 = *potencia de entrada del chiller 2 ajustada*
- PI_3 = *potencia de entrada del chiller 3*
- PI_4 = *potencia de entrada del chiller 4*

Los valores correspondientes son:

$$CCF = 0,995$$

$$PCF = 1,013$$

$$C_{1nom} = 141,90$$

$$C_{2nom} = 212,85$$

$$PI_{1nom} = 38,70$$

$$PI_{2nom} = 58,10$$

$$COP_{1nom} = 3,65$$

$$COP_{2nom} = 3,65$$

Ajustando:

$$C_1 = C_{1nom} * CCF$$

$$C_2 = C_{2nom} * CCF$$

$$PI_1 = PI_{1nom} * PCF$$

$$PI_2 = PI_{2nom} * PCF$$

$$COP_1 = \frac{C_1}{PI_1}$$

$$COP_2 = \frac{C_2}{PI_2}$$

- ✓ Edificio de Ciencias Humanas (8°C-13°C), (32°C-37°C): según el fabricante, no se hace ajuste.

$$C_3 = 470,1$$

$$C_4 = 630,8$$

$$PI_3 = 91,9$$

$$PI_4 = 121,1$$

$$COP_3 = 5,12$$

$$COP_4 = 5,21$$

Resultados:

- Capacidades ajustadas del chiller 1 y 2:

$$C_1 = 141,19 \text{ KW}$$

$$C_2 = 211,79 \text{ KW}$$

- Rendimiento ajustado del chiller 1 y 2:

$$COP_1 = 3,602$$

$$COP_2 = 3,598$$

- **Rendimiento:** se muestra el rendimiento de los equipos a máxima capacidad, como los equipos de cada edificio difieren solo en su

capacidad, su rendimiento es prácticamente el mismo, por lo que solo se discrimina por edificio.

$$COP_M = 3,6$$

$$COP_H = 5,17$$

Para cargas parciales y sabiendo que el diferencial de temperatura disminuye a medida que disminuye el porcentaje de capacidad de los equipos, se tomaron los valores de rendimiento para cada porcentaje de capacidad suministrada en los catálogos, en el rango del 20% hasta el 100%, luego se convirtieron en porcentajes de incremento o disminución respecto a la máxima capacidad, se graficó y se tomó la regresión lineal que más se adaptara, obteniendo una ecuación que se utilizó para determinar el rendimiento de los equipos en función del porcentaje de capacidad. A continuación, se describe el proceso.

En la tabla 23 se muestran los datos del COP para el *chiller* 2 del Edificio de laboratorios de Ingeniería Mecánica, dejando constante el caudal y la temperatura de entrada del agua al *chiller* en 540 gpm y 13°C.

Tabla 23. Relación de porcentaje de capacidad e incremento del COP

Capacidad%	COP	Incremento _{COP} %
20	4,737	45,22
40	4,308	32,07
60	4,227	29,58
80	4,045	24
100	3,262	0

Se buscó el porcentaje de incremento o disminución del COP con relación al COP a máxima capacidad.

$$Porc_{COP} = \left(\frac{COP}{COP_{capMax}} * 100 \right) - 100$$

$$COP_{capMax} = 3,262$$

Se graficó (%Incremento Vs %capacidad), se sacó una regresión lineal y se obtuvo la siguiente ecuación, la cual permite evaluar el incremento en el COP a medida que disminuye la capacidad.

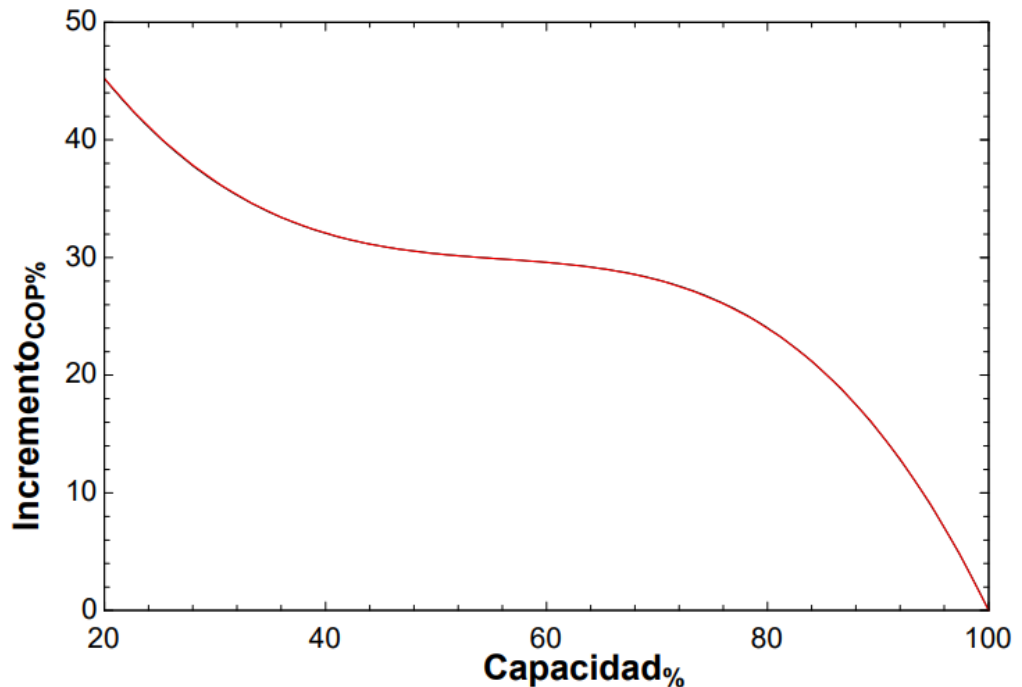
$Incremento_{COP}\%$

$$= 81,238504 - 2,55658594 * Capacidad_{\%} + 0,0420466738 * Capacidad_{\%}^2 - 0,000205331596 * Capacidad_{\%}^3 - 4,07150521E - 07 * Capacidad_{\%}^4$$

Se debe tener en cuenta que los valores de COP para diferentes capacidades se tomaron de otro catálogo, pero para el mismo equipo, razón por la cual el COP a capacidad máxima no concuerda, esto debido a las diferencias en las condiciones estándar.

La figura 36 muestra el comportamiento del rendimiento del equipo para diferentes valores del porcentaje de capacidad; se observa que, al disminuir el porcentaje de capacidad del equipo, el rendimiento mejora.

Figura 36. Relación de porcentaje de incremento del COP y porcentaje de capacidad



- **Potencia:** para conocer la potencia consumida por los distintos equipos HVAC que conforman el sistema en general, se tomaron los datos de las

fichas técnicas proporcionadas por los fabricantes, en este caso, se tienen potencias fijas, como el caso de los ventiladores de los *chillers* y los de las torres de enfriamiento, también potencias que varían con relación al porcentaje de capacidad, tales como la potencia de entrada de los compresores y la potencia consumida por las bombas. A continuación, se muestra el proceso:

Carga térmica total:

$$Q_M = 339,0246$$

$$Q_H = 650,9695$$

Potencia constante de los equipos HVAC del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica:

Se evaluó para las bombas a partir del caudal de trabajo estándar para cada chiller, a una altura de 25mca; para los ventiladores siempre es constante.

$$Pb_{M1} = 5,660$$

$$Pb_{M2} = 6,504$$

$$Pv_{M1} = 3,600$$

$$Pv_{M2} = 5,400$$

Potencia constante de los equipos HVAC del Edificio de Ciencias Humanas:

Se evaluó a partir del caudal de trabajo estándar promedio para cada chiller, a una altura de 33.53mca.

$$Pb_{H3} = 10,840$$

$$Pb_{H4} = 13,490$$

Se evaluó a partir del caudal de trabajo estándar promedio para cada chiller, a una altura de 19.81mca; para los ventiladores siempre es constante.

$$Pb_{T3} = 7,201$$

$$Pb_{T4} = 9,657$$

$$Pv_T = 3,729$$

Capacidad y rendimiento ajustados de los chillers:

A temperatura del aire exterior de 30°C, temperatura del agua de entrada y salida del chiller de 13°C y 8°C respectivamente.

$$C_1 = 141,19$$

$$C_2 = 211,79$$

$$C_3 = 470,1$$

$$C_4 = 630,8$$

Teniendo en cuenta que el rendimiento para los chillers de cada edificio es prácticamente el mismo, se tomó el valor promedio entre los dos, discriminado solo el valor por edificio.

$$COP_H = 5,17$$

$$COP_M = 3,60$$

Carga térmica al 100%:

Con el propósito de conocer el flujo máximo en el sistema de distribución, se trabajó al 100% de la carga térmica.

$$Q_{M100} = Q_M$$

$$Q_{H100} = Q_H$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica:

Se buscó el menor consumo de potencia total posible, para cualquier posible operación de los equipos. Cuando se encuentran operando los dos equipos, el punto óptimo de operación es aquel en donde los dos equipos se encuentran trabajando al mismo porcentaje de capacidad, esto se aplica para cualquiera de los dos edificios.

Se encuentran operando los dos chillers (Chiller_1 y Chiller_2).

$$Q_{M100} = \frac{P_{capM1} * C_1 + P_{capM2} * C_2}{100}$$

$$P_{capM1} = P_{capM2}$$

Se calculó el porcentaje de incremento en el rendimiento para dicho porcentaje de capacidad.

$$y_M = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{capM1} + 0,0420466738 * P_{capM1}^2 - 0,000205331596 * P_{capM1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM1}^4) \right) / 100$$

Se calculó el COP incrementado.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

Se calculó la potencia de entrada en cada chiller.

$$Pi_{M2} = \frac{\frac{P_{capM2} * C_2}{100}}{COP_{Mp}}$$

$$Pi_{M1} = \frac{\frac{P_{capM1} * C_1}{100}}{COP_{Mp}}$$

Se calculó la potencia total del sistema.

$$Pt_M = Pi_{M1} + Pi_{M2} + Pb_{M1} + Pb_{M2} + Pv_{M1} + Pv_{M2}$$

Se calculó el flujo de masa por el sistema individual.

$$Q_{M100} = m_{Mi} * 4,185 * \text{delta}_{TM}$$

$$m_{Mi} = m_{Mnom1} + m_{Mnom2}$$

$$m_{Mnom1} = 6$$

$$m_{Mnom2} = 9$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas:

Se buscó el menor consumo de potencia total posible, para cualquier posible operación de los equipos. Cuando se encuentran operando los

dos equipos, el punto óptimo de operación es aquel en donde los dos equipos se encuentran trabajando al mismo porcentaje de capacidad.

Se encuentran operando los dos chillers (Chiller_3 y Chiller_4).

$$Q_{H100} = \frac{P_{capH4} * C_4 + P_{capH3} * C_3}{100}$$

$$P_{capH3} = P_{capH4}$$

Se calculó el porcentaje de incremento en el rendimiento para dicho porcentaje de capacidad.

$$y_H = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capH3} + 0,0420466738 * P_{capH3}^2 - 0,000205331596 * P_{capH3}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH3}^4) / 100$$

Se calculó el COP incrementado.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

Se calculó la potencia de entrada en cada chiller.

$$Pi_{H3} = \frac{\frac{P_{capH3} * C_3}{100}}{COP_{Hp}}$$

$$Pi_{H4} = \frac{\frac{P_{capH4} * C_4}{100}}{COP_{Hp}}$$

Se calculó la potencia total del sistema.

$$Pt_H = Pi_{H3} + Pi_{H4} + Pb_{H3} + Pb_{H4} + Pb_{T3} + Pb_{T4} + 2 * Pv_T$$

Se calculó el flujo de masa por el sistema individual.

$$Q_{H100} = m_{Hi} * 4,185 * \Delta T_H$$

$$m_{Hi} = m_{Hnom3} + m_{Hnom4}$$

$$m_{Hnom3} = 31,4$$

$$m_{Hnom4} = 25,3$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución:

Se buscó el menor consumo de potencia total posible, para cualquier posible combinación en la operación de los 4 equipos.

Se encuentran operando los dos chillers (Chiller_3 y Chiller_4).

$$Q_T = Q_{H100} + Q_{M100}$$

$$Q_T = \frac{P_{cap3} * C_3 + P_{cap4} * C_4}{100}$$

$$P_{cap3} = P_{cap4}$$

Se calculó el porcentaje de incremento en el rendimiento para dicho porcentaje de capacidad.

$$y = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap3} + 0,0420466738 * P_{cap3}^2 - 0,000205331596 * P_{cap3}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap3}^4)/100$$

Se calculó el COP incrementado.

$$COP_p = COP_H * y + COP_H$$

Se calculó la potencia de entrada en cada chiller.

$$Pi_3 = \frac{\frac{P_{cap3} * C_3}{100}}{COP_p}$$

$$Pi_4 = \frac{\frac{P_{cap4} * C_4}{100}}{COP_p}$$

Se calculó el diferencial de temperaturas.

$$P_{cap3} * \frac{C_3}{100} = m_{Hnom3} * 4,185 * delta_{T3}$$

$$P_{cap4} * \frac{C_4}{100} = m_{Hnom4} * 4,185 * delta_{T4}$$

$$delta_T = \frac{delta_{T4} + delta_{T3}}{2}$$

Se calculó el flujo de masa por el sistema de distribución.

$$Q_{H100} = m_H * 4,185 * delta_T$$

$$m_D = m_{Hnom4} + m_{Hnom3} - m_H$$

$$m_M = m_D$$

Potencia variable:

Se evaluó para las bombas a partir del caudal de trabajo requerido, a una altura de 12.93mca para el sistema de distribución, para las otras bombas se hace la aproximación de mantener la misma altura utilizada a caudal estándar.

Función de potencia para la bomba del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica, para una altura constante de 25mca:

$$Pb_{MM} = 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 + 3,58027866E - 07 * m_M^5$$

Función de potencia para la bomba del sistema de distribución, para una altura constante de 12.93mca:

$$Pb_D = 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6$$

Función de potencia para la bomba del Edificio de Ciencias Humanas, para una altura constante de 33.53mca:

$$Pb_{HH} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_H + 0,0120172829 * m_H^2 - 0,000358628635 * m_H^3 + 0,0000104103301 * m_H^4 - 1,84692495E - 07 * m_H^5 + 1,61510258E - 09 * m_H^6$$

Se calculó la potencia total del sistema.

$$Pt_{C2} = Pi_3 + Pi_4 + Pb_{MM} + Pb_D + Pb_{HH} + Pb_{T3} + Pb_{T4} + 2 * Pv_T$$

Se calculó la potencia total sin el sistema de distribución.

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Se calculó la potencia total ahorrada con el sistema de distribución.

$$P_{ahorro} = Pt_i - Pt_{C2}$$

Se calculó el porcentaje de potencia ahorrada con el sistema de distribución.

$$PP_{ahorro} = \left(\frac{P_{ahorro}}{Pt_i} \right) * 100$$

Resultados: se presentó con detalle el proceso de cálculo de potencias en el sistema, el cálculo se realizó para el 100% de la carga térmica, por lo que los valores a continuación presentados representan los valores máximos de potencia.

Figura 37. Resultados Potencia

COP _H = 5,17	COP _{HP} = 6,703	COP _M = 3,6	COP _{Mp} = 3,852
COP _p = 5,967	C ₁ = 141,2 [kw]	C ₂ = 211,8 [kw]	C ₃ = 470,1 [kw]
C ₄ = 630,8 [kw]	δ _T = 4,287 [°C]	δ _{T3} = 3,217 [°C]	δ _{T4} = 5,357 [°C]
δ _{TH} = 2,743 [°C]	δ _{TM} = 5,401 [°C]	m _D = 20,42 [Lps]	m _H = 36,28 [Lps]
m _{Hi} = 56,7 [kg/s]	m _{Hnom3} = 31,4 [kg/s]	m _{Hnom4} = 25,3 [kg/s]	m _M = 20,42 [Lps]
m _{Mi} = 15 [kg/s]	m _{Mnom1} = 6 [kg/s]	m _{Mnom2} = 9 [kg/s]	P _{bD} = 3,723 [kw]
P _{bH3} = 10,84 [kw]	P _{bH4} = 13,49 [kw]	P _{bHH} = 15,92 [kw]	P _{bM1} = 5,66 [kw]
P _{bM2} = 6,504 [kw]	P _{bMM} = 10,01 [kw]	P _{bT3} = 7,201 [kw]	P _{bT4} = 9,657 [kw]
P _{i3} = 70,85 [kw]	P _{i4} = 95,07 [kw]	P _{iH3} = 41,47 [kw]	P _{iH4} = 55,65 [kw]
P _{iM1} = 35,21 [kw]	P _{iM2} = 52,81 [kw]	PP _{ahorro} = 13,75 [%]	Pt _{C2} = 219,9 [kw]
Pt _H = 145,8 [kw]	Pt _i = 254,9 [kw]	Pt _M = 109,2 [kw]	Pv _{M1} = 3,6 [kw]
Pv _{M2} = 5,4 [kw]	Pv _T = 3,729 [kw]	P _{ahorro} = 35,06 [kw]	P _{cap3} = 89,93 [%]
P _{cap4} = 89,93 [%]	P _{capH3} = 59,13 [%]	P _{capH4} = 59,13 [%]	P _{capM1} = 96,05 [%]
P _{capM2} = 96,05 [%]	Q _H = 651 [kw]	Q _{H100} = 651 [kw]	Q _M = 339 [kw]
Q _{M100} = 339 [kw]	Q _T = 990 [kw]	y = 0,1541	y _H = 0,2965
y _M = 0,06989			

- **Caudal de distribución:** es el caudal de agua que se intercambia entre los dos sistemas HVAC, su magnitud depende de la carga térmica y de la interacción de los dos sistemas, esto es, para cada valor de carga térmica posible existe una configuración de equipos y porcentajes de capacidad de cada equipo que maximizan el ahorro energético respecto al consumo de energía sin el sistema de distribución, es decir, cada sistema trabajando de forma independiente.

El máximo caudal de distribución se tiene cuando la carga térmica está a su máximo valor, por lo tanto, los cálculos se hicieron para el 100% de la carga, con el propósito de dimensionar el sistema de bombeo. Se debe tener en cuenta que como no se tiene la bomba de distribución y se necesita el valor de la potencia, se escogió una bomba variable de caudal nominal ligeramente superior a la suma de los caudales estándar de los equipos del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica, es decir, mayor a 900Lpm; para la altura de la bomba se tomó como referencia las demás bombas ya instaladas, y se eligió un rango de altura entre 10mca y 15mca. Los valores de caudal y altura supuestos serán corregidos posteriormente.

A continuación, se presenta el valor del máximo caudal de distribución, calculado anteriormente en los detalles del cálculo de la potencia.

$$m_D = 1225.2 \text{ Lpm}$$

- **Diámetro de tubería:** con base en la disponibilidad del mercado y sabiendo que la tubería en el punto de conexión del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica es de 3" y la del Edificio de Ciencias Humanas es de 5", se propuso una tubería para el sistema de distribución de 4", esto con el fin de evitar cambios muy bruscos en las uniones.
- **Bombas de distribución:** una vez obtenido el caudal máximo de distribución, se calculó la altura de la bomba, sabiendo que van a estar dispuestas en paralelo con funcionamiento alterno, para este proceso se hizo uso de la herramienta EPANET. Sabiendo que el sistema de bombeo es un sistema cerrado, las cotas de cada nodo se dejaron al mismo nivel, también se hicieron algunas aproximaciones las cuales son válidas solo para el proceso de cálculo, como lo es el inicio desde un embalse y la finalización con un nodo caracterizado por una demanda base; en el diseño real, la línea de retorno no entra en contacto directamente con la línea de suministro, para hacer posible la ejecución del programa se hizo necesario unir las. Se muestra el valor de la altura del sistema para caudal máximo.

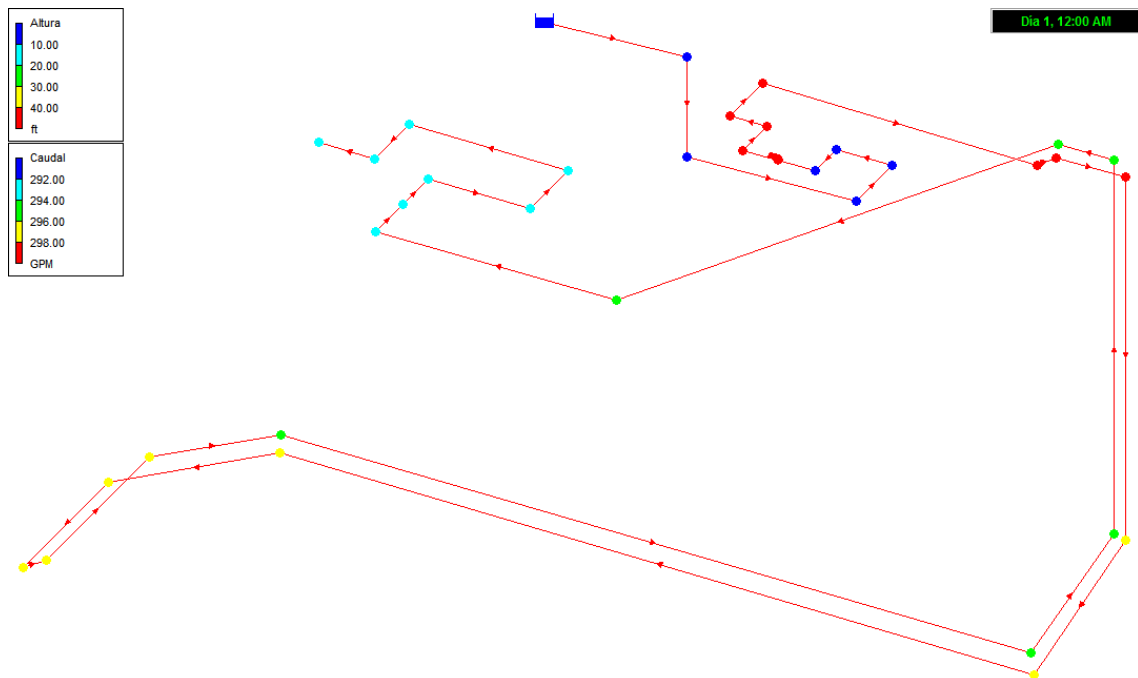
$$Altura_{Dm\acute{a}x} = 14.96 \text{ mca}$$

Una vez caracterizada la bomba y sabiendo que, en operación, siempre se va a buscar trabajar lo más cerca posible al punto de máxima eficiencia de cada bomba, se decidió trabajar con el valor de altura correspondiente a dicho caudal, en este caso es de 1132 Lpm. A continuación, se presenta la altura requerida a caudal nominal de la bomba.

$$Altura_D = 12.93 \text{ mca}$$

En la figura 38 se presenta la red modelada en EPANET, a caudal nominal de la bomba de distribución.

Figura 38. Red de distribución en EPANET



En adelante, se trabajó con la altura anteriormente mencionada, esto se justifica al saber que se debe obtener una función de potencia para la bomba de distribución y al mantener una altura constante aun cuando no lo es, se vuelve más practico el proceso; el porcentaje de error en los cálculos, con la anterior aproximación, solo debería importar para caudales mayores al nominal de la bomba, pero como dicho caudal esta próximo al caudal máximo de distribución la diferencia en potencias será de máximo 0,65 KW, lo cual es prácticamente despreciable.

5.3.4 Selección de equipos y componentes: el proceso de selección se presenta de la mano al proceso anterior, se presenta una breve descripción de la selección de los equipos y componentes del sistema de distribución.

- **Bombas de distribución:** para seleccionar la bomba, se deben tener en cuenta los valores de caudal y altura máximos calculados anteriormente, buscando siempre que dichos valores sean superiores al punto de trabajo nominal de la bomba, con el propósito de que cuando se trabaje a caudales menores, el punto de trabajo nominal sea un punto intermedio.

La bomba que más se adaptó a las condiciones antes expuestas fue la bomba TPE 80-170/4 A-F-A-BQQE de GRUNDFOS como se muestra en la figura 39, y se sabe que las dos bombas son idénticas.

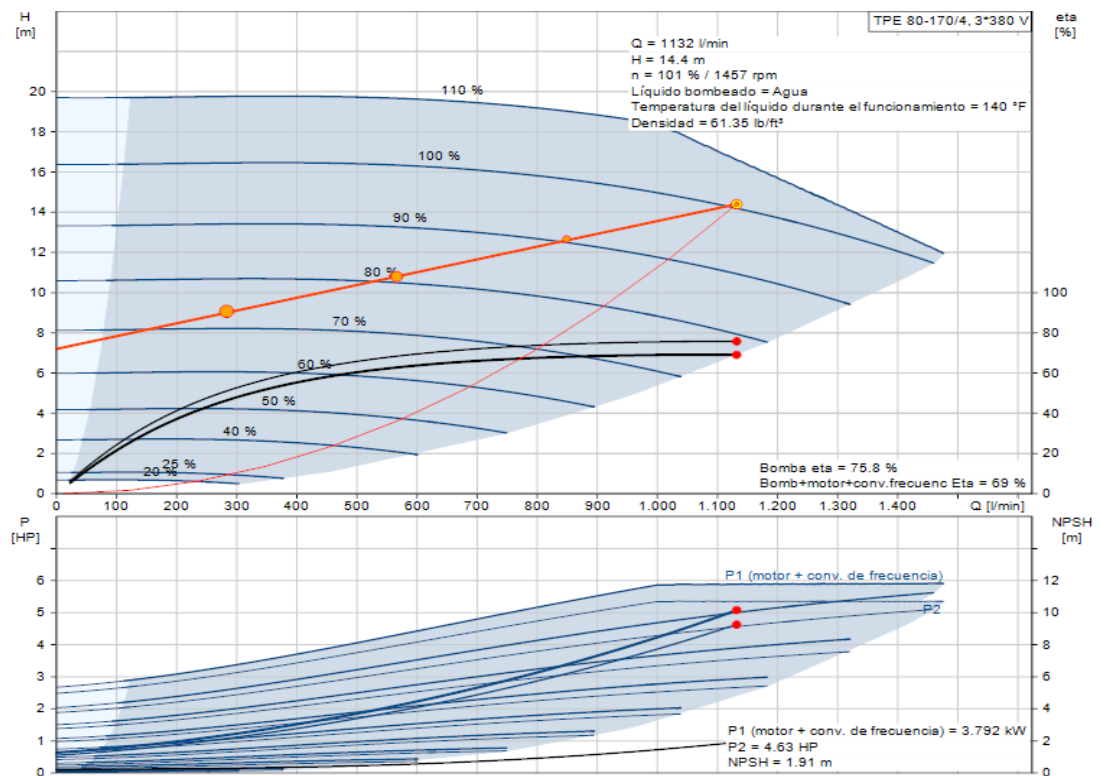
Figura 39. Bomba TPE 80-170/4 A-F-A-BQQE



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=158836099102408081408970413169&pu_mpsystemid=887972618&qcid=901999228

Las curvas características se muestran en el punto de máxima eficiencia. Ver figura 40.

Figura 40. Curvas características de la bomba TPE 80-170/4 A-F-A-BQQE7



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?from_suid=158836099102408081408970413169&pumpssystemid=887972618&qcid=902099252

- Válvulas independientes de presión:** estas válvulas permiten un control de caudal preciso, independiente de la variación en la presión del sistema; regulan el caudal preciso que debe pasar por la línea de suministro y retorno en el sistema de distribución. Se escogieron del mismo diámetro que la tubería y a un caudal cercano al caudal máximo, con control electrónico.

La válvula que más se adaptó a las condiciones fue la *Electronic Pressure Independent Valve (EPIV), 4", 2-way, ANSI Class 125,*

317 Configurable, serie P6400SU-317+GKRX24-EP2 de BELIMO.
Ver figura 41.

Figura 41. Válvula independiente de presión electrónica 4"



Fuente: BELIMO. Disponible en:
https://www.belimo.us/shop/en_US/config?code=P6400SU-317%2BGKRX24-EP2

- **Válvulas de tres vías:** estas válvulas permiten una configuración con menos equipos, se escogieron de igual diámetro que la tubería y con control *on-off*. La válvula que más se adaptó a las condiciones fue la *Globe Valve (GV), 4", 3-way, ANSI Class 125, Valve Actuator, Spring return* serie G7100D+AFBUP-S-X1, de BELIMO. Ver figura 42.

Figura 42. Válvula de globo de tres vías



Fuente: BELIMO. Disponible en:
https://www.belimo.us/shop/en_US/config?code=G7100D%2BAFBUP-S-X1

- **Válvulas de combinación:** esta válvula combina tres válvulas en una, válvula de cierre, válvula de equilibrado y válvula de retención, va instalada delante de cada bomba. La válvula que más se adaptó a las condiciones fue la Combination Valves Series CV, de GRUNDFOS. Ver figura 43.

Figura 43. Válvula de combinación de GRUNDFOS



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: https://us.grundfos.com/content/gpu/en_US/products/find-product/grundfos-combinatin-valves-sd/jcr:content/banner/file1_1.resize.jpg/1424464024643.jpg

- **Válvulas de cierre:** Permiten aislar tramos de la red de tuberías y también sirven para controlar el sentido de flujo de forma indirecta, se escogieron de igual diámetro que la tubería y con control *on-off*. La válvula que más se adaptó a las condiciones fue la *Butterfly Valve (BFV), 4", 2-way, ANSI Class Consistent with 125 Configurable, Serie F6100HD+DRCX120-3 N4*, de Belimo. Ver figura 44.

Figura 44. Válvula mariposa de cierre



Fuente: GRUNDFOS PRODUCT CENTER. Disponible en: https://www.belimo.us/shop/en_US/config?code=F6100HD%2BDRCX120-3+N4

- **Tubería y accesorios:** La tubería y accesorios como anteriormente se dijo, tienen diámetro de 4", deben ser de tipo preaislados. Se eligió tubería y accesorios preaislados, de polipropileno y con aislamiento térmico de poliuretano de 2" de espesor.

6. ESTUDIO DE LA VIABILIDAD TÉCNICA Y FINANCIERA

La determinación de la viabilidad de este proyecto se estudia desde dos ejes fundamentales, el técnico y el financiero; en el primero se determinan los fundamentos de ingeniería a que haya lugar, en el segundo se estudian las implicaciones económicas en el desarrollo del proyecto.

6.1 ESTUDIO DE LA VIABILIDAD TÉCNICA

Para conocer si este proyecto es o no viable técnicamente, basta con responder a la pregunta ¿cumple con los objetivos?, es decir, si cumple con la función por

la cual fue concebido. Sabiendo que el proyecto es realizado con el propósito de obtener un ahorro energético, además, para conocer cuánta capacidad de enfriamiento está disponible para suplir la demanda de otro edificio, el primer paso que se debe dar es el de conocer cuanta energía se puede ahorrar y el segundo paso es saber cuánta capacidad de enfriamiento sobra. A continuación, se presenta el proceso para determinar lo anteriormente expuesto.

6.1.1 Ahorro energético: conociendo la flexibilidad y el rendimiento en el funcionamiento de los sistemas HVAC instalados, se hace evidente que un ahorro energético significativo en el funcionamiento de los sistemas incorporando el sistema de distribución, es limitado, pero no imposible; el funcionamiento constante en los ventiladores y la diferencia en el rendimiento entre los dos sistemas HVAC, permiten conseguir un ahorro energético utilizando un sistema control. A continuación, se presenta el paso a paso del proceso para cuantificar el máximo ahorro de energía:

6.1.1.1 Definición de la carga térmica: teniendo en cuenta que en condiciones normales de operación de un edificio se presentan fluctuaciones en todos sus niveles, es decir, varían las cargas de ocupación, iluminación, equipos eléctricos, actividad y hasta de requerimientos de confort, entre otros, es cierto también que la actividad externa o ambiental varía frecuentemente, el viento, la radiación solar dependiendo de la época del año, las condiciones climáticas, entre otros; por tanto, la carga térmica de cada edificio varía, lo cual conlleva a tener que determinar la energía máxima de ahorro para cada carga térmica o lo que es igual, para cada punto de operación. Este proceso para nada es práctico y menos cuando sólo se quiere conocer si el proyecto es viable, por lo que se decidió realizar la aproximación de que la variación de carga térmica para cada edificio es la misma, es decir, trabajar con la variación de una carga térmica global; esto se justifica si se observa que los dos edificios están destinados a cumplir funciones muy similares, por lo que los factores que influyen en la carga térmica de cada edificio son prácticamente los mismos. A continuación, se presenta la carga térmica global máxima y mínima, las cuales corresponden a la suma de la carga térmica de cada edificio.

$$Q_{min} = 5 \text{ KW}$$

$$Q_{max} = 990 \text{ KW}$$

Otro punto clave en la definición de la carga térmica es la ganancia de calor por tuberías y accesorios en el sistema de distribución de agua fría, como se muestra a continuación.

6.1.1.2 Cálculo de la ganancia de calor por tuberías en el sistema de distribución de agua fría: la transferencia de calor depende de muchos factores, entre ellos están el medio por el que se transfiere calor, las superficies con la que se hace contacto, el comportamiento de la temperatura del cuerpo en el tiempo, si es unidimensional o multidimensional, entre otros. Por esta razón se hizo necesario para el análisis dividir la tubería tanto de retorno como la de suministro en varios tramos puesto que se encuentran en diferentes ambientes; tramo expuesto al aire libre, tramo expuesto al aire de un cuarto cerrado (Ductos), tramo subterráneo y tramo expuesto al aire de un sótano.

Consideraciones

- Para el tramo expuesto al aire de un cuarto cerrado y para el tramo expuesto al aire de un sótano, se tomó un coeficiente de convección libre para gases como se muestra en la figura 45, puesto que se encuentran en un ambiente cerrado y no hay corriente forzada de aire.

Figura 45. Valores Típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección

TABLA 1-5	
Valores típicos del coeficiente de transferencia de calor por convección	
Tipo de convección	$h, \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Convección libre de gases	2-5
Convección libre de líquidos	10-1 000
Convección forzada de gases	25-250
Convección forzada de líquidos	50-20 000
Ebullición y condensación	2 500-100 000

*Multiplíquese por 0.176 para convertir a $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

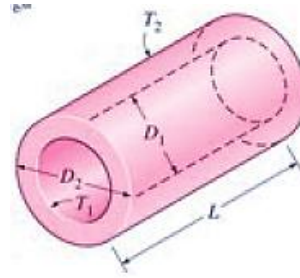
Fuente: ÇENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. Editorial: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 9786071505408.

- Para el tramo subterráneo, debido a que la configuración geométrica del sistema (Tubería) no es sencillo, para calcular la razón de transferencia de calor en estado estacionario se hizo necesario utilizar un factor de forma de conducción tanto para el tubo interno como para la camisa externa y para el aislante. Sumado a ello y con el fin de facilitar los cálculos se tomaron las temperaturas de las superficies constantes. La figura 46 muestra el factor de forma utilizado para el cálculo de la transferencia de calor por conducción para el sistema de tubería.

Figura 46. Factor de forma para una capa cilíndrica larga

$$S = \frac{2 * \pi * L}{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}$$

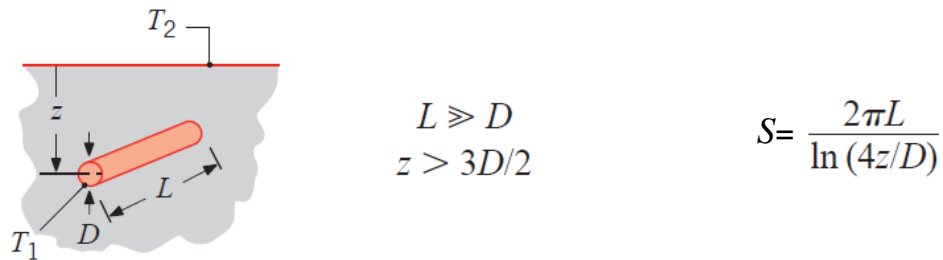
Una capa cilíndrica larga



Fuente: ÇENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. Editorial: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 9786071505408.

La figura 47 muestra el factor de forma utilizado para el cálculo de la transferencia de calor entre la capa de tubo exterior (camisa exterior de PVC) y el medio semiinfinito (suelo).

Figura 47. Factor de forma para un tubo enterrado a cierta distancia



Fuente: ÇENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. Editorial: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 9786071505408.

Cálculos de la ganancia de calor de las tuberías del sistema de distribución

Características del tubo interno (tubo 1):

- Diámetro externo: $De_{tubo1} = 0,1016 \text{ m}$
- Diámetro interno: $Di_{tubo1} = 0,0932 \text{ m}$
- Conductividad térmica: $K_{tubo1} = 0,22 \frac{W}{m \cdot K}$

Características del aislante:

- Espesor: $esp_{aislante} = 0,0424942 \text{ m}$
- Diámetro interno: $Di_{aislante} = De_{tubo1} \text{ m}$

- Conductividad térmica: $K_{aislante} = 0,02 \frac{W}{m \cdot K}$
- Longitud: $L_{aislante} = L$

Características del tubo externo (tubo 2):

- Diámetro externo: $De_{tubo2} = 0,2032 \text{ m}$
- Diámetro interno: $Di_{tubo2} = De_{aislante} \text{ m}$
- Conductividad térmica: $K_{tubo2} = 0,22 \frac{W}{m \cdot K}$

Cálculos de la ganancia de calor para la tubería de retorno:

- Longitud del tubo: $L_{tubo} = L$
 - Tramo de tubería expuesta al aire libre= 23,32 m
 - Tramo de tubería en ductos= 16,2 m
 - Tramo de tubería subterránea= 31,22 m
 - Tramo de tubería en sótano de Ciencias Humanas= 13 m

Tubería expuesta al aire libre:

Figura 48. Esquema del tramo de tubería

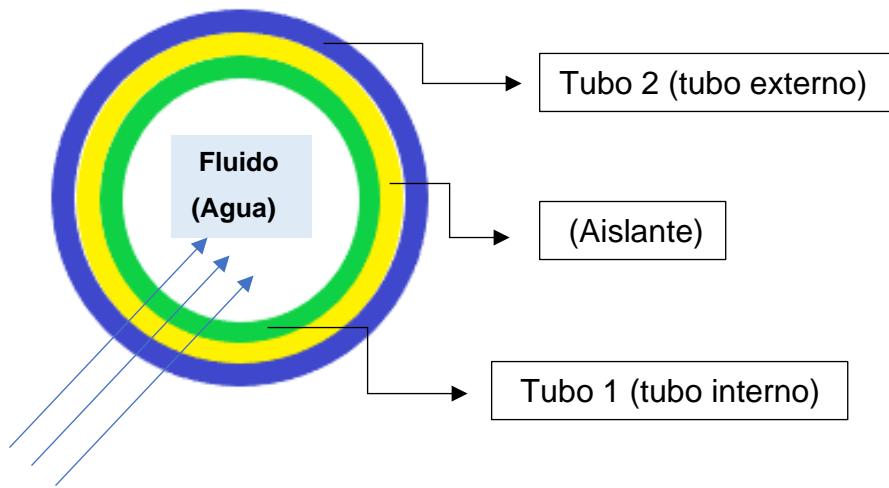
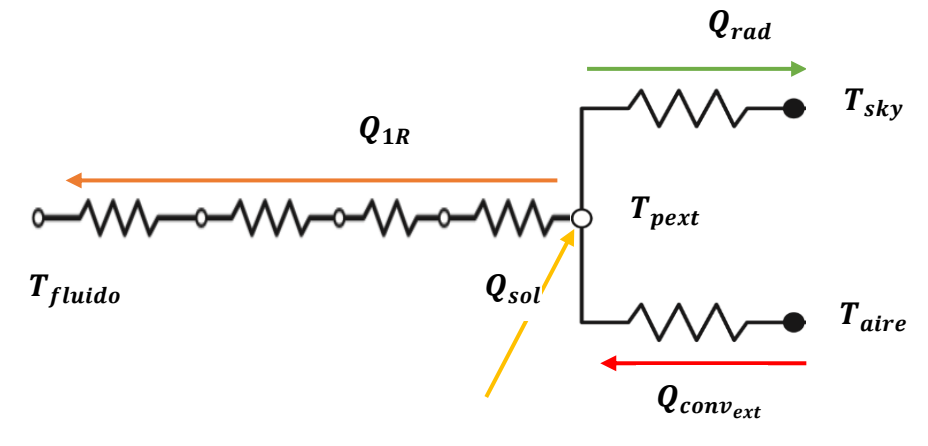


Diagrama térmico:

Figura 49. Diagrama térmico del caso: tubería expuesta al aire libre



Balance de energía

$$Q_{1R} = Q_{sol} - Q_{rad} + Q_{conv_{ext}}$$

1. Cálculo del calor Q_{1R} , que es la ganancia de calor para el tramo de tubería expuesto al aire teniendo en cuenta: convección interna, externa, conducción por el aislante, por el tubo interno y externo:

$$Q_{1R} = \frac{\Delta T}{R_{Termicas}}$$

$$\Delta T = T_{pext} - T_{fluido}$$

$$T_{pext} = \text{desconocida}$$

$$T_{fluido} = 13$$

$$R_{Termicas} = R_{convint} + R_{tubo1} + R_{aislante} + R_{tubo2}$$

- Cálculo de la resistencia de convección interna.

$$R_{convint} = \frac{1}{H_i * A_{supint}}$$

- Cálculo del área superficial interna del tubo 1.

$$A_{supint} = \pi * D_{i_{tubo1}} * L$$

- Cálculo del coeficiente de convección interno H_i : para ello se calcularon las propiedades a partir de la T_{fluido} con ayuda de EES.

$$nu_i = KinematicViscosity(Water; T = T_{fluido}; P = 1000)$$

$$Pr_i = Prandtl(Water; T = T_{fluido}; P = 1000)$$

$$k_i = Conductivity(Water; T = T_{fluido}; P = 1000)$$

- Cálculo del Reynold y Nusselt a partir de las propiedades del fluido.

$$Re_i = U_w * \frac{D_{tubo1}}{nu_i}$$

$$U_w = \frac{Q_w}{A_i}$$

$$Q_w = 0,02042 \frac{m^3}{s}$$

$$A_i = \frac{\pi * D_{tubo1}^2}{4}$$

Reynold interno: $Re_i = 232.381$

- Cálculo del Nusselt: se tomó esta fórmula de Nusselt porque el Reynold es mayor de 10.000 (flujo turbulento), el Prandtl está entre 0,7 y 160, y aproximadamente, la longitud de entrada es $L_h \approx L_t \approx 10D = 10 * 0,0932 m = 0,932 m$, la cual es más corta que la longitud total del tubo. En consecuencia, se supone flujo turbulento completamente desarrollado en todo el tubo.

$$Nus_i = 0,023 * (Re_i)^{0,8} * Pr_i^n$$

$$n = 0,4$$

El factor n es 0,4 para calentamiento del fluido.

- Coeficiente de convección interno.

$$H_i = \frac{Nus_i * k_i}{Di_{tubo1}}$$

- Cálculo de la resistencia de conducción en el tubo 1.

$$R_{tubo1} = \left(\frac{\ln\left(\frac{De_{tubo1}}{Di_{tubo1}}\right)}{2 * \pi * K_{tubo1} * L_{tubo}} \right)$$

- Cálculo de la resistencia de conducción del aislante.

$$R_{aislante} = \left(\frac{\ln\left(\frac{De_{aislante}}{Di_{aislante}}\right)}{2 * \pi * K_{aislante} * L_{aislante}} \right)$$

$$De_{aislante} = De_{tubo1} + 2 * esp_{aislante}$$

- Cálculo de la resistencia de conducción del tubo 2.

$$R_{tubo2} = \left(\frac{\ln\left(\frac{De_{tubo2}}{Di_{tubo2}}\right)}{2 * \pi * K_{tubo2} * L_{tubo}} \right)$$

2. Cálculo del calor por radiación:

$$Q_{rad} = A_{supext} * \sigma * \epsilon * \left((T_{pext} + 273)^4 - (T_{sky} + 273)^4 \right)$$

$$A_{supext} = \pi * De_{tubo2} * L$$

$$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4}$$

$$\epsilon = 0,94$$

$$T_{sky} = -15,65 \text{ C}$$

3. Cálculo del calor por convección externa natural:

$$Q_{convext} = (H_e * A_{supext}) * (T_{aire} - T_{pext})$$

- Cálculo del coeficiente de convección externo H_e . Para ello se calcularon las propiedades del aire a partir de la temperatura de película T_{pel} con ayuda de EES.

$$T_{aire} = 28,1$$

$$T_{pel} = \frac{T_{aire} + T_{pext}}{2}$$

$$\nu_e = KinematicViscosity(Air_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

$$Pr_e = Prandtl(Air_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

$$k_e = Conductivity(Air_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

- Para el cálculo del Nusselt se hizo uso de las correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies, teniendo en cuenta la configuración geométrica, el intervalo del número de Rayleigh y la longitud característica, en este caso la longitud característica es el diámetro exterior del tubo, $L_c = De_{tubo2} = 0,2032$. Por ende, el número de Rayleigh es:

$$Ra_D = \frac{g * b\theta * (T_{aire} - T_{pext}) * (De_{tubo2})^3 * Pr_e}{\nu_e^2}$$

$$g = 9,81$$

$$b\theta = \frac{1}{T_{pel}}$$

$$Ra_D = 5,437 * 10^7$$

- El número de Rayleigh es menor o igual 10^{12} , por lo tanto, se utilizó la siguiente fórmula de Nusselt:

$$Nus_e = \left(0,6 + \frac{0,387 * Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_e} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

- Coeficiente de convección externo.

$$H_e = \frac{Nus_e * k_e}{De_{tubo2}}$$

4. Cálculo del calor por la absorción del material (Propileno) a los rayos del sol.

$$Q_{sol} = \alpha * q_{solar} * A_{supext}$$

$$\alpha = 0,14$$

$$q_{solar} = 1000 \frac{W}{m^2}$$

Resultados:

Figura 50. Resultados tramo de tubería expuesta al aire libre

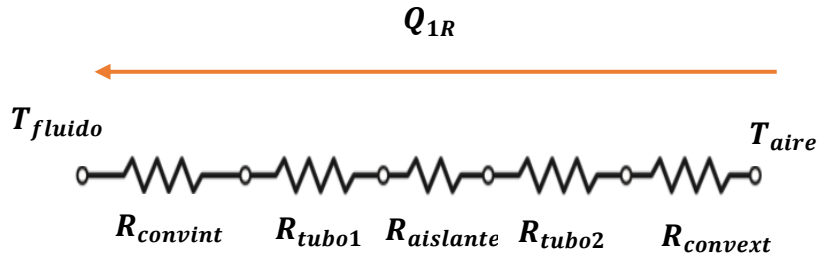
$A_i = 0,006822 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha = 0,14$	$A_{supext} = 14,89 \text{ [m}^2\text{]}$
$A_{supint} = 6,828 \text{ [m}^2\text{]}$	$\beta = 0,03963 \text{ [1/C]}$	$\Delta T = 9,362 \text{ [C]}$
$De_{aislante} = 0,1866 \text{ [m]}$	$De_{tubo1} = 0,1016 \text{ [m]}$	$De_{tubo2} = 0,2032 \text{ [m]}$
$Di_{aislante} = 0,1016 \text{ [m]}$	$Di_{tubo1} = 0,0932 \text{ [m]}$	$Di_{tubo2} = 0,1866 \text{ [m]}$
$\epsilon = 0,94$	$esp_{aislante} = 0,04249 \text{ [m]}$	$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
$H_e = 6,068 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$	$H_i = 6617 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$	$K_{aislante} = 0,02 \text{ [W/m-C]}$
$k_e = 0,02626 \text{ [W/m-C]}$	$k_i = 0,5736 \text{ [W/m-C]}$	$K_{tubo1} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$
$K_{tubo2} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$	$L = 23,32 \text{ [m]}$	$L_{aislante} = 23,32 \text{ [m]}$
$L_{tubo} = 23,32 \text{ [m]}$	$n = 0,4$	$Nus_e = 46,94$
$Nus_i = 1075$	$v_e = 0,00001561 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$v_i = 0,0000012 \text{ [m}^2\text{/s]}$
$Pr_e = 0,7074$	$Pr_i = 8,75$	$Q_{1R} = 44 \text{ [W]}$
$Q_{conv,ext} = 518,3 \text{ [W]}$	$Q_{rad} = 2558 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2084 \text{ [W]}$
$q_{solar} = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$Q_w = 0,02042 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$Ra_D = 5,437E+07$
$Re_i = 232381$	$R_{aislante} = 0,2074 \text{ [C/W]}$	$R_{convint} = 0,00002213 \text{ [C/W]}$
$R_{Termicas} = 0,2128 \text{ [C/W]}$	$R_{tubo1} = 0,002677 \text{ [C/W]}$	$R_{tubo2} = 0,002646 \text{ [C/W]}$
$T_{aire} = 28,1 \text{ [C]}$	$T_{fluido} = 13 \text{ [C]}$	$T_{pel} = 25,23 \text{ [C]}$
$T_{pext} = 22,36 \text{ [C]}$	$T_{sky} = -15,65 \text{ [C]}$	$U_w = 2,993 \text{ [m/s]}$

Finalmente, la ganancia de calor en este caso es $Q_{1R} = 0,044 \text{ KW}$

Tubería en ductos:

Diagrama térmico:

Figura 51. Diagrama térmico del caso: tubería en ductos



Balace de energía

- Cálculo del calor Q_{2R} , que es la ganancia de calor para el tramo de tubería que pasa por los ductos teniendo en cuenta: convección interna, externa, conducción por el aislante y tubos.

$$Q_{2R} = \frac{\Delta T}{R_{Termicas}}$$

$$\Delta T = T_{aire} - T_{fluido}$$

$$T_{aire} = 21,33 \text{ C}$$

$$T_{fluido} = 13 \text{ C}$$

$$R_{Termicas} = R_{convint} + R_{tubo1} + R_{aislante} + R_{tubo2} + R_{convext}$$

- Cálculo de la resistencia por convección interna, conducción del tubo 1 y 2, y conducción por el aislante: se procedió de la misma manera que en el punto anterior, con la diferencia que la longitud del tramo de tubo y la temperatura del aire circundante son diferentes; el resto de las propiedades y características geométricas son las mismas.
- Cálculo de la resistencia por convección externa natural: en este caso los tubos van de manera vertical por ende según la literatura de Cengel⁴, la superficie exterior de un cilindro vertical se puede tratar como una placa vertical cuando el diámetro del cilindro es suficientemente grande, de modo que los efectos de la curvatura sean despreciables. Esta condición

$$\text{se satisface si } De_{tubo2} \geq \frac{35 \cdot L}{(Gr_D)^{\frac{1}{4}}}$$

⁴ ÇENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. Editorial: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 9786071505408. p. 529.

- ✓ según la literatura de Çengel⁵ cuando se satisfacen estos criterios, también se pueden usar las relaciones de las placas verticales para los cilindros verticales. Comprobando la condición anterior, se tiene que, la longitud característica es el diámetro exterior del tubo, $L_c = De_{tubo2} = 0,2032$. Entonces el número de Grashof queda, Suponiendo una T_{pext} menor que la encontrada en el caso anterior de 20°C y menor a la temperatura del aire circundante.

$$Gr_D = \frac{g * b\theta * (T_{aire} - T_{pext}) * (De_{tubo2})^3}{\nu_e^2}$$

$$g = 9,81$$

$$b\theta = \frac{1}{T_{pel}}$$

$$Gr_D = 2,298 * 10^7$$

Evaluando:

$$De_{tubo2} \geq \frac{35 * L}{(Gr_D)^{\frac{1}{4}}}$$

$$De_{tubo2} = 0,2032 \text{ m}$$

$$L = 16,2 \text{ m}$$

$$0,2032 \text{ m} < 8,19 \text{ m}$$

- ✓ No se cumple la anterior relación, por ende, se buscó en la literatura de Çebeci⁶, en la que se encuentran relaciones del número de Nusselt para cilindros esbeltos que no cumplen con estos criterios. Los resultados de Çebeci para el número promedio de Nusselt para un cilindro vertical se tiene que:

$$\frac{Nus_D}{Nus_{Dfp}} = 1 + 0,3 * \left(32^{0,5} * Gr_D^{-0,25} * \left(\frac{L}{De_{tubo2}} \right) \right)^{0,909}$$

⁵ ÇENGEL. Op. cit., p. 529.

⁶ DAY, Jerod C., *et al.* Laminar Natural Convection From Isothermal Vertical Cylinders: Revisiting a Classical Subject. *Journal of heat transfer*. 2013, vol. 135, nro. 2. pp. 022505

$$Nu_{S_{Dfp}} = 0,68 + \left(\frac{0,67 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left(\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr_e} \right) \right)^{\left(\frac{9}{16} \right)} \right)^{\frac{4}{9}}} \right)$$

Donde:

- ✓ $Nu_{S_{Dfp}}$ = es el número promedio de Nusselt para placa plana isotérmica.
- ✓ Nu_D = número promedio de Nusselt para un cilindro vertical.

Reemplazando los valores correspondientes se calcula el número de Grashof (formula mostrada anteriormente) y el número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{g * \beta * (T_{aire} - T_{pext}) * (De_{tubo2})^3 * Pr_e}{\nu_e^2}$$

Finalmente se calculó el coeficiente de convección externa y se aplicó la fórmula de resistencia de convección externa:

$$H_e = \frac{Nu_D * k_e}{De_{tubo2}}$$

Resultados:

Figura 52. Resultados de tramo de tubería en ductos

$A_i = 0,006822 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{supext}} = 9,496 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{supint}} = 4,743 \text{ [m}^2\text{]}$
$b_{\text{heta}} = 0,04839 \text{ [1/C]}$	$\text{Deltha}_T = 8,33 \text{ [C]}$	$D_{\text{eaislante}} = 0,1866 \text{ [m]}$
$D_{\text{etubo1}} = 0,1016 \text{ [m]}$	$D_{\text{etubo2}} = 0,2032 \text{ [m]}$	$D_{\text{iaislante}} = 0,1016 \text{ [m]}$
$D_{\text{itubo1}} = 0,0932 \text{ [m]}$	$D_{\text{itubo2}} = 0,1866 \text{ [m]}$	$\text{espaislante} = 0,04249 \text{ [m]}$
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$\text{Gr}_D = 2,298\text{E}+07$	$H_e = 12,83 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$
$H_i = 6617 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$	$K_{\text{aislante}} = 0,02 \text{ [W/m-C]}$	$k_e = 0,02592 \text{ [W/m-C]}$
$k_i = 0,5736 \text{ [W/m-C]}$	$K_{\text{tubo1}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$	$K_{\text{tubo2}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$
$L = 16,2 \text{ [m]}$	$L_{\text{aislante}} = 16,2 \text{ [m]}$	$L_{\text{tubo}} = 16,2 \text{ [m]}$
$n = 0,4$	$\text{Nus}_D = 100,5$	$\text{Nus}_{\text{Dfp}} = 37,97$
$\text{Nus}_i = 1075$	$v_e = 0,00001518 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$v_i = 0,0000012 \text{ [m}^2\text{/s]}$
$\text{Pr}_e = 0,708$	$\text{Pr}_i = 8,75$	$\text{Q}_{2R} = 26,49 \text{ [W]}$
$Q_w = 0,02042 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$\text{Ra}_D = 1,627\text{E}+07$	$\text{Re}_i = 232381$
$R_{\text{aislante}} = 0,2986 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{convext}} = 0,008209 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{convint}} = 0,00003186 \text{ [C/W]}$
$R_{\text{Termicas}} = 0,3145 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{tubo1}} = 0,003854 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{tubo2}} = 0,003809 \text{ [C/W]}$
$T_{\text{aire}} = 21,33 \text{ [C]}$	$T_{\text{fluido}} = 13 \text{ [C]}$	$T_{\text{pel}} = 20,67 \text{ [C]}$
$T_{\text{pext}} = 20 \text{ [C]}$	$U_w = 2,993 \text{ [m/s]}$	

Finalmente, la ganancia de calor en este caso es $Q_{2R} = 0,0265 \text{ kW}$

Tubería subterránea:

Figura 53. Esquema del tramo de tubería

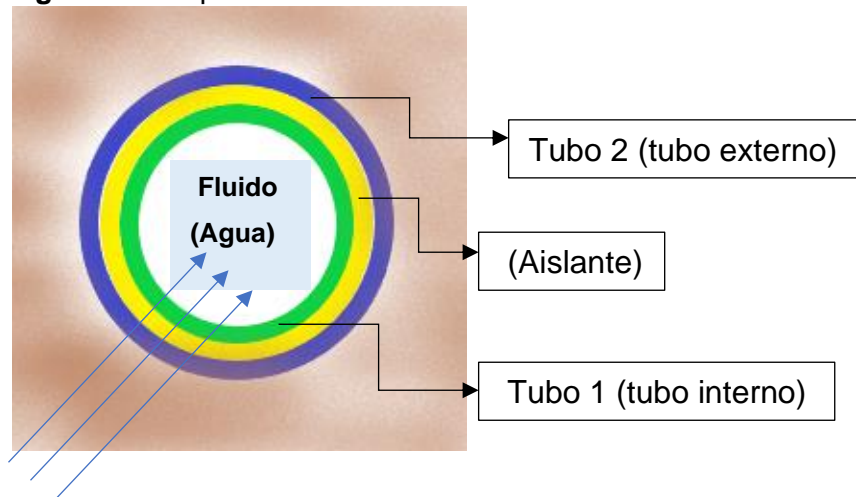


Diagrama térmico: es el mismo diagrama del caso anterior

Balance de energía:

- Cálculo del calor teniendo en cuenta: convección interna, conducción por el aislante, tubo interno y externo y de suelo.

$$Q_{3R} = \frac{T_{suelo} - T_{fluido}}{R_{térmicas}}$$

$$T_{suelo} = 16 \text{ C}$$

$$T_{fluido} = 13 \text{ C}$$

$$R_{térmicas} = R_{convint} + R_{tubo1} + R_{aislante} + R_{tubo2} + R_{conds}$$

- Cálculo de la resistencia por convección interna: se procedió de la misma manera que en el punto anterior, con la diferencia que la longitud del tramo de tubo es diferente; el resto de las propiedades y características geométricas son las mismas.
- Cálculo de las resistencias térmicas teniendo en cuenta el factor de forma debido a la configuración geometría; conducción de calor multidimensional en el que intervienen flujos de calor entre dos superficies, cada una de las cuales tiene una temperatura uniforme.

- ✓ Conducción del tubo 1:

$$R_{tubo1} = \frac{1}{S_{tubo1} * K_{tubo1}}$$

$$S_{tubo1} = 2 * \pi * \frac{L}{\ln\left(\frac{De_{tubo1}}{Di_{tubo1}}\right)}$$

- ✓ Conducción por el aislante:

$$R_{aislante} = \frac{1}{S_{aisl} * K_{aisl}}$$

$$S_{aisl} = 2 * \pi * \frac{L}{\ln\left(\frac{De_{aislante}}{Di_{aislante}}\right)}$$

- ✓ Conducción del tubo 2:

$$R_{tubo2} = \frac{1}{S_{tubo2} * K_{tubo2}}$$

$$S_{tubo2} = 2 * \pi i * \frac{L}{\ln\left(\frac{De_{tubo2}}{Di_{tubo2}}\right)}$$

- Cálculo de la resistencia de conducción para el suelo teniendo en cuenta el factor de forma:

$$R_{conds} = \frac{1}{S_s * K_{suelo}}$$

$$k_s = 0,75 \frac{W}{m * C} \text{ Conductividad térmica del suelo}$$

- ✓ Como la longitud es mucho mayor que el diámetro externo de la tubería y la profundidad es mayor a $\frac{3 * De_{tubo2}}{2}$, el factor de forma es:

$$S_s = 2 * \pi i * \frac{L}{\ln\left(4 * \frac{z}{De_{tubo2}}\right)}$$

$$z = 2,9 \text{ m Profundidad de suelo}$$

$$S_s = 2 * \pi * \frac{L}{\ln\left(4 * \frac{z}{De_{tubo2}}\right)}$$

Resultados:

Figura 54. Resultados de tramo de tubería subterránea

$A_i = 0,006822 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{supint}} = 9,141 \text{ [m}^2\text{]}$	$D_{\text{aislante}} = 0,1866 \text{ [m]}$
$D_{\text{tubo1}} = 0,1016 \text{ [m]}$	$D_{\text{tubo2}} = 0,2032 \text{ [m]}$	$D_{\text{aislante}} = 0,1016 \text{ [m]}$
$D_{\text{tubo1}} = 0,0932 \text{ [m]}$	$D_{\text{tubo2}} = 0,1866 \text{ [m]}$	$\text{esp}_{\text{aislante}} = 0,04249 \text{ [m]}$
$h_i = 6617 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$	$K_{\text{aisl}} = 0,02 \text{ [W/m-C]}$	$k_j = 0,5736 \text{ [W/m-C]}$
$K_{\text{suelo}} = 0,75$	$K_{\text{tubo1}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$	$K_{\text{tubo2}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$
$L = 31,22 \text{ [m]}$	$L_{\text{tubo}} = 31,22 \text{ [m]}$	$n = 0,4$
$Nu_{s_j} = 1075$	$v_j = 0,0000012 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$Pr_j = 8,75$
$Q_{3R} = 16,09 \text{ [W]}$	$Q_w = 0,02042 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$Re_j = 232381$
$R_{\text{aislante}} = 0,1549 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{conds}} = 0,02749 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{convint}} = 0,00001653 \text{ [C/W]}$
$R_{\text{tubo1}} = 0,002 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{tubo2}} = 0,001976 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{térmicas}} = 0,1864 \text{ [C/W]}$
$S_{\text{aisl}} = 322,7 \text{ [m]}$	$S_s = 48,5 \text{ [m]}$	$S_{\text{tubo1}} = 2273 \text{ [m]}$
$S_{\text{tubo2}} = 2300 \text{ [m]}$	$T_{\text{fluido}} = 13 \text{ [C]}$	$T_{\text{suelo}} = 16 \text{ [C]}$
$U_w = 2,993 \text{ [m/s]}$	$z = 2,9 \text{ [m]}$	

Finalmente, la ganancia de calor en este caso es $Q_{3R} = 0,01609 \text{ KW}$

Tubería del sótano Ciencias Humanas:

Diagrama térmico: es el mismo diagrama del caso anterior

Balance de energía:

- Cálculo del calor teniendo en cuenta: convección interna, externa, conducción por el aislante y tubo.

$$Q_{2R} = \frac{\text{Deltha}_T}{R_{\text{Térmicas}}}$$

$$\text{Deltha}_T = T_{\text{aire}} - T_{\text{fluido}}$$

$$T_{\text{aire}} = 19,72 \text{ C}$$

$$T_{\text{fluido}} = 13 \text{ C}$$

$$R_{\text{Térmicas}} = R_{\text{convint}} + R_{\text{tubo1}} + R_{\text{aislante}} + R_{\text{tubo2}} + R_{\text{convext}}$$

- Cálculo de la resistencia por convección interna, conducción del tubo 1 y 2, y conducción por el aislante: se procedió de la misma manera que en

el caso del tramo de tubería en ductos, con la diferencia que la longitud del tramo de tubo y la temperatura del aire circundante son diferentes; el resto de las propiedades y características geométricas son las mismas.

- Cálculo de la resistencia por convección externa: se utilizó la misma fórmula del caso del tramo de tubería en ductos. Para el cálculo del coeficiente de convección externo H_e se calcularon las propiedades del aire a partir de la temperatura de película T_{pel} con ayuda de EES. Suponiendo una T_{pext} menor que la encontrada en los casos anteriores y menor a la temperatura del aire circundante.

$$T_{aire} = 28,1 \text{ C}$$

$$T_{pext} = 18 \text{ C}$$

$$T_{pel} = \frac{T_{aire} + T_{pext}}{2}$$

$$\nu_e = \text{KinematicViscosity}(\text{Air}_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

$$Pr_e = \text{Prandtl}(\text{Air}_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

$$k_e = \text{Conductivity}(\text{Air}_{ha}; T = T_{pel}; P = 101,3)$$

- Para el cálculo del Nusselt se hizo uso de las correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies, teniendo en cuenta la configuración geométrica, el intervalo del número de Rayleigh y la longitud característica, en este caso la longitud característica es el diámetro exterior del tubo, $L_c = D_{etubo2} = 0,2032$. Entonces el número de Rayleigh queda:

$$Ra_D = \frac{g * b\theta * (T_{aire} - T_{pext}) * (D_{etubo2})^3 * Pr_e}{\nu_e^2}$$

$$g = 9,81$$

$$b\theta = \frac{1}{T_{pel}}$$

$$Ra_D = 2,358 * 10^7$$

- El número de Rayleigh es menor o igual 10^{12} , por lo tanto, se utilizó la siguiente fórmula de Nusselt:

$$Nus_e = \left(0,6 + \frac{0,387 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_e} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

- Coefficiente de convección externo.

$$H_e = \frac{Nus_e * k_e}{De_{tubo2}}$$

Resultados:

Figura 55. Resultado de tramo de tubería en sótano de Ciencias Humanas

$A_i = 0,006822 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{supext}} = 8,292 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{\text{supint}} = 3,803 \text{ [m}^2\text{]}$
$b_{\text{theta}} = 0,05302 \text{ [1/C]}$	$\Delta T = 6,72 \text{ [C]}$	$De_{\text{aislante}} = 0,1866 \text{ [m]}$
$De_{\text{tubo1}} = 0,1016 \text{ [m]}$	$De_{\text{tubo2}} = 0,2032 \text{ [m]}$	$Di_{\text{aislante}} = 0,1016 \text{ [m]}$
$Di_{\text{tubo1}} = 0,0932 \text{ [m]}$	$Di_{\text{tubo2}} = 0,1866 \text{ [m]}$	$esp_{\text{aislante}} = 0,04249 \text{ [m]}$
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$H_e = 4,629 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$	$H_i = 6617 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$
$K_{\text{aislante}} = 0,02 \text{ [W/m-C]}$	$k_e = 0,02579 \text{ [W/m-C]}$	$k_i = 0,5736 \text{ [W/m-C]}$
$K_{\text{tubo1}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$	$K_{\text{tubo2}} = 0,22 \text{ [W/m-C]}$	$L = 12,99 \text{ [m]}$
$L_{\text{aislante}} = 12,99 \text{ [m]}$	$L_{\text{tubo}} = 12,99 \text{ [m]}$	$n = 0,4$
$Nus_e = 36,47$	$Nus_i = 1075$	$v_e = 0,00001502 \text{ [m}^2\text{/s]}$
$v_i = 0,0000012 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$Pr_e = 0,7083$	$Pr_i = 8,75$
$Q_{4R} = 16,47 \text{ [W]}$	$Q_w = 0,02042 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$Ra_D = 2,358E+07$
$Re_i = 232381$	$R_{\text{aislante}} = 0,3724 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{convext}} = 0,02605 \text{ [C/W]}$
$R_{\text{convint}} = 0,00003973 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{Termicas}} = 0,408 \text{ [C/W]}$	$R_{\text{tubo1}} = 0,004806 \text{ [C/W]}$
$R_{\text{tubo2}} = 0,00475 \text{ [C/W]}$	$T_{\text{aire}} = 19,72 \text{ [C]}$	$T_{\text{fluido}} = 13 \text{ [C]}$
$T_{\text{pel}} = 18,86 \text{ [C]}$	$T_{\text{pext}} = 18 \text{ [C]}$	$U_w = 2,993 \text{ [m/s]}$

Finalmente, la ganancia de calor en este caso es $Q_{4R} = 0,01647 \text{ W}$

Cálculos de la ganancia de calor para la tubería de suministro: se procedió de la misma forma que para la tubería de retorno con la diferencia de que las longitudes tomadas por cada tramo son diferentes y la temperatura del fluido es de 7°C . A continuación, se presentan las longitudes por cada tramo de tubería.

- Tramo tubería expuesta al aire libre = 34,64 m

- Tramo tubería en ductos= 16,2 m
- Tramo tubería subterránea= 35,02 m
- Tramo tubería en sótano de Ciencias Humanas= 11,69 m

A continuación, se muestran el resumen de los resultados de la ganancia de calor por tuberías en el sistema de distribución de agua fría. Ver Tabla 24.

Tabla 24. Ganancia de calor por tuberías en el sistema de distribución de agua fría

GANANCIA DE CALOR POR TUBERÍAS EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA FRÍA.		
Tubería	Clasificación	Potencia (kW)
SUMINISTRO	Expuesta al aire libre	0,106
	En ductos	0,0456
	Subterránea	0,0542
	En sótano	0,0281
RETORNO	Expuesta al aire libre	0,044
	En ductos	0,265
	Subterránea	0,0161
	En sótano	0,0165
Calor por tuberías en el sistema de distribución de agua fría		0,337

Como se puede observar en la tabla anterior la ganancia de calor por tubería del sistema de distribución planteado es bastante baja respecto a la demanda de energía térmica (0,034%) que deben suplir los equipos de enfriamiento en ambos edificios, esto quiere decir que las tuberías seleccionadas son las adecuadas, cumplen adecuadamente su función de aislar, por ende, no causa un impacto significativo en el consumo de energía eléctrica y en consecuencia en el estudio de la viabilidad financiera.

6.1.1.3 Capacidad instalada: están disponibles cuatro equipos, cada uno con capacidad de enfriamiento diferente, de la cuales ya se habló anteriormente y de

las cuales ya se conocen los detalles; al momento de incorporar un sistema de distribución entre los dos edificios, estas capacidades individuales se convierten en prácticamente un conjunto de capacidad instalada, dotando al sistema global de una mayor flexibilidad. Para determinar el conjunto de capacidad instalada se realizó una combinación entre las cuatro capacidades individuales, sin tener en cuenta el orden ni la posición de cada capacidad, obteniendo las siguientes combinaciones.

$$C_1 = 141,19 \text{ KW}$$

$$C_2 = 211,79 \text{ KW}$$

$$C_3 = 470,1 \text{ KW}$$

$$C_4 = 630,8 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_2 = 352,98 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_3 = 611,29 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_4 = 771,99 \text{ KW}$$

$$C_2 + C_3 = 681,89 \text{ KW}$$

$$C_2 + C_4 = 842,59 \text{ KW}$$

$$C_3 + C_4 = 1100,9 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_2 + C_3 = 823,08 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_2 + C_4 = 983,78 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_3 + C_4 = 1242,09 \text{ KW}$$

$$C_2 + C_3 + C_4 = 1312,69 \text{ KW}$$

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 1453,88 \text{ KW}$$

Lo anterior muestra la capacidad máxima para cada combinación, no obstante, se sabe que cada combinación tiene una capacidad mínima la cual está determinada por el porcentaje mínimo de capacidad para cada equipo. Los rangos de capacidad para cada combinación se pueden observar en las tablas de combinaciones del Anexo 3.

6.1.1.4 Rendimiento en relación con la carga térmica: describe la relación que existe entre la carga y el rendimiento, permitiendo operar siempre al más alto rendimiento posible; depende de si se está trabajando con los dos sistemas HVAC por separado o si se trabaja en conjunto, es decir, con el sistema de distribución.

Operación individual de cada sistema HVAC: para la operación individual existen solo tres posibles casos en cada sistema HVAC, el primero es cuando está operando el equipo de menor capacidad, el segundo es cuando está operando el equipo de mayor capacidad y el tercero es cuando operan los dos equipos en conjunto; el problema radica en encontrar los rangos de porcentaje de carga térmica en donde se aplica cada caso, para solucionarlo se encontró el porcentaje de carga para el cual la diferencia entre la potencia total consumida para un caso y el siguiente caso en cada sistema es igual a cero. A continuación, se muestra el detalle de cálculo para el sistema del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica, para el otro edificio se procede de la misma manera.

Cálculo del porcentaje de carga térmica para el cambio en la operación del chiller_1 al chiller_2:

Carga térmica parcial:

$$Q_{MParcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{cargaM}}{100}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_1:

$$y_{M1} = \left((81,5 - 2,53416667 * P_{capM1} + 0,04111875 * P_{capM1}^2 - 0,000190833333 * P_{capM1}^3 - 4,84375000E - 07 * P_{capM1}^4) \right) / 100$$

$$P_{capM1} = \frac{Q_{MParcial}}{C_1} * 100$$

$$COP_{Mp1} = COP_M * y_{M1} + COP_M$$

$$Pi_{M1} = \frac{Q_{MParcial}}{COP_{Mp1}}$$

$$Pt_{M1} = Pi_{M1} + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_2:

$$y_{M2} = \left((81,5 - 2,53416667 * P_{capM2} + 0,04111875 * P_{capM2}^2 - 0,000190833333 * P_{capM2}^3 - 4,84375000E - 07 * P_{capM2}^4) \right) / 100$$

$$P_{capM2} = \frac{Q_{MParcial}}{C_2} * 100$$

$$COP_{Mp2} = COP_M * y_{M2} + COP_M$$

$$Pi_{M2} = \frac{Q_{MParcial}}{COP_{Mp2}}$$

$$Pt_{M2} = Pi_{M2} + Pb_{M2} + Pv_{M2}$$

Se calculó la diferencia en la potencia consumida por cada equipo y se iguala a cero.

$$DIF_M = Pt_{M2} - Pt_{M1}$$

$$DIF_M = 0$$

Resultados:

Se observa en la figura 56 que el cambio en la operación se da para un porcentaje de carga del 36.47%.

Figura 56. Resultados de la operación individual de cada sistema HVAC

$COP_M = 3,6$	$COP_{Mp1} = 4,257$	$COP_{Mp2} = 4,684$
$C_1 = 141,2 \text{ [KW]}$	$C_2 = 211,8 \text{ [KW]}$	$DIF_M = 0 \text{ [KW]}$
$Pb_{M1} = 5,66 \text{ [KW]}$	$Pb_{M2} = 6,504 \text{ [KW]}$	$Pi_{M1} = 29,05 \text{ [KW]}$
$Pi_{M2} = 26,4 \text{ [KW]}$	Porcentaje_{cargaM} = 36,47 [%]	$Pt_{M1} = 38,31 \text{ [KW]}$
$Pt_{M2} = 38,31 \text{ [KW]}$	$Pv_{M1} = 3,6 \text{ [KW]}$	$Pv_{M2} = 5,4 \text{ [KW]}$
$P_{capM1} = 87,58 \text{ [%]}$	$P_{capM2} = 58,39 \text{ [%]}$	$Q_M = 339 \text{ [KW]}$
$Q_{MParcial} = 123,7 \text{ [KW]}$	$y_{M1} = 0,1826$	$y_{M2} = 0,301$

Cálculo del porcentaje de carga térmica para el cambio en la operación del chiller_2 por los chillers 1-2 en conjunto:

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_2:

$$y_M = \left((81,5 - 2,53416667 * P_{capM} + 0,04111875 * P_{capM}^2 - 0,000190833333 * P_{capM}^3 - 4,84375000E - 07 * P_{capM}^4) \right) / 100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_2} * 100$$

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M2} + Pv_{M2}$$

Operación del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chillers 1-2 en conjunto:

$$Q_{Mparcial} = \frac{P_{capM2} * C_2 + P_{capM1} * C_1}{100}$$

$$P_{capM2} = P_{capM1}$$

$$y_{M1} = \left((81,5 - 2,53416667 * P_{capM1} + 0,04111875 * P_{capM1}^2 - 0,000190833333 * P_{capM1}^3 - 4,84375000E - 07 * P_{capM1}^4) \right) / 100$$

$$y_{M2} = \left((81,5 - 2,53416667 * P_{capM2} + 0,04111875 * P_{capM2}^2 - 0,000190833333 * P_{capM2}^3 - 4,84375000E - 07 * P_{capM2}^4) \right) / 100$$

$$COP_{M2p} = COP_M * y_{M2} + COP_M$$

$$COP_{M1p} = COP_M * y_{M1} + COP_M$$

$$Pi_{M2} = \frac{\frac{P_{capM2} * C_2}{100}}{COP_{M2p}}$$

$$Pi_{M1} = \frac{\frac{P_{capM1} * C_1}{100}}{COP_{M1p}}$$

$$Pt_{MM} = Pi_{M2} + Pi_{M1} + Pb_{M1} + Pb_{M2} + Pv_{M1} + Pv_{M2}$$

Se calculó la diferencia en la potencia consumida en cada caso y se iguala a cero.

$$DIF_M = Pt_{MM} - Pt_M$$

$$DIF_M = 0$$

Resultados:

Se observa en la figura 57 que el cambio en la operación se da para un porcentaje de carga del 59.95%.

Figura 57. Resultados de la operación individual de cada sistema HVAC

$COP_M = 3,6$	$COP_{M1p} = 4,686$	$COP_{M2p} = 4,686$
$COP_{Mp} = 3,861$	$C_1 = 141,2 \text{ [KW]}$	$C_2 = 211,8 \text{ [KW]}$
$DIF_M = 0 \text{ [KW]}$	$P_{bM1} = 5,66 \text{ [KW]}$	$P_{bM2} = 6,504 \text{ [KW]}$
$P_{iM} = 52,63 \text{ [KW]}$	$P_{iM1} = 17,35 \text{ [KW]}$	$P_{iM2} = 26,03 \text{ [KW]}$
Porcentaje_{cargaM} = 59,95 [%]	$P_{tM} = 64,54 \text{ [KW]}$	$P_{tMM} = 64,54 \text{ [KW]}$
$P_{VM1} = 3,6 \text{ [KW]}$	$P_{VM2} = 5,4 \text{ [KW]}$	$P_{capM} = 95,96 \text{ [%]}$
$P_{capM1} = 57,58 \text{ [%]}$	$P_{capM2} = 57,58 \text{ [%]}$	$Q_M = 339 \text{ [KW]}$
$Q_{Mparcial} = 203,2 \text{ [KW]}$	$y_M = 0,07257$	$y_{M1} = 0,3016$
$y_{M2} = 0,3016$		

A continuación, se presenta un resumen explicativo.

- Sistema HVAC del Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica:** se presentan los rangos del porcentaje de carga térmica para los cuales se cumplen los casos anteriormente mencionados. Cabe aclarar que, para el tercer caso el máximo rendimiento se consigue cuando el porcentaje de capacidad en cada equipo es el mismo.

De 0% a 36,47% de carga térmica, primer caso (*Chiller₁*).

De 36,47% a 59,95% de carga térmica, segundo caso (*Chiller₂*).

De 59,95% a 100% de carga térmica, tercer caso (*Chiller₁ + Chiller₂*).
- Sistema HVAC del Edificio de Ciencias Humanas:** se presentan los rangos del porcentaje de carga térmica para los cuales se cumplen los casos anteriormente mencionados. Cabe aclarar que, para el tercer caso el máximo rendimiento se consigue cuando el porcentaje de capacidad en cada equipo es el mismo.

De 0% a 62,36% de carga térmica, primer caso (*Chiller₃*).

De 62,36% a 94,21% de carga térmica, segundo caso (*Chiller₄*).

De 94,21% a 100% de carga térmica, tercer caso (*Chiller₃ + Chiller₄*).

Operación con el sistema de distribución: cuando se tiene el sistema de distribución de agua fría, los dos sistemas HVAC, se convierten en un solo sistema, lo que sugiere que, para encontrar el máximo rendimiento en el sistema con relación al porcentaje de carga térmica, se deben tomar en cuenta las quince posibles combinaciones anteriormente descritas, pero, si se realiza un análisis rápido a las combinaciones aparecen semejanzas entre las mismas, por lo que tan solo resultan cinco casos, en el primero se tiene la operación de un solo equipo, en el segundo dos equipos del mismo sistema, en el tercero dos equipos de diferente sistema, en el cuarto tres equipos de los cuales dos son de un mismo sistema y en el quinto cuatro equipos.

- **Primer caso:** cuando un solo equipo, sin importar de cual sistema, cubre toda la demanda, el máximo rendimiento se da para el porcentaje de capacidad al que está obligado a trabajar.
- **Segundo caso:** cuando dos equipos de un mismo sistema cubren toda la demanda, el máximo rendimiento se da para el mismo porcentaje de capacidad en cada equipo.
- **Tercer caso:** cuando dos equipos de diferente sistema cubren toda la demanda, para conocer el máximo rendimiento se debe encontrar la relación de porcentajes de capacidad de los equipos, para la cual el rendimiento sea máximo, mediante la parametrización de cualquiera de los dos porcentajes.
- **Cuarto caso:** cuando tres equipos, dos del mismo sistema, cubren toda la demanda, para conocer el máximo rendimiento se debe encontrar la relación de porcentajes de capacidad de los sistemas, para la cual el rendimiento sea máximo, mediante la parametrización de cualquiera de los dos porcentajes; esto teniendo en cuenta que como dos equipos son del mismo sistema se deben comportar como en el segundo caso.
- **Quinto caso:** cuando cuatro equipos cubren toda la demanda, para conocer el máximo rendimiento se debe encontrar la relación de porcentajes de capacidad de los sistemas, para la cual el

rendimiento sea máximo, mediante la parametrización de cualquiera de los dos porcentajes; esto teniendo en cuenta que como dos equipos son del mismo sistema se deben comportar como en el segundo caso.

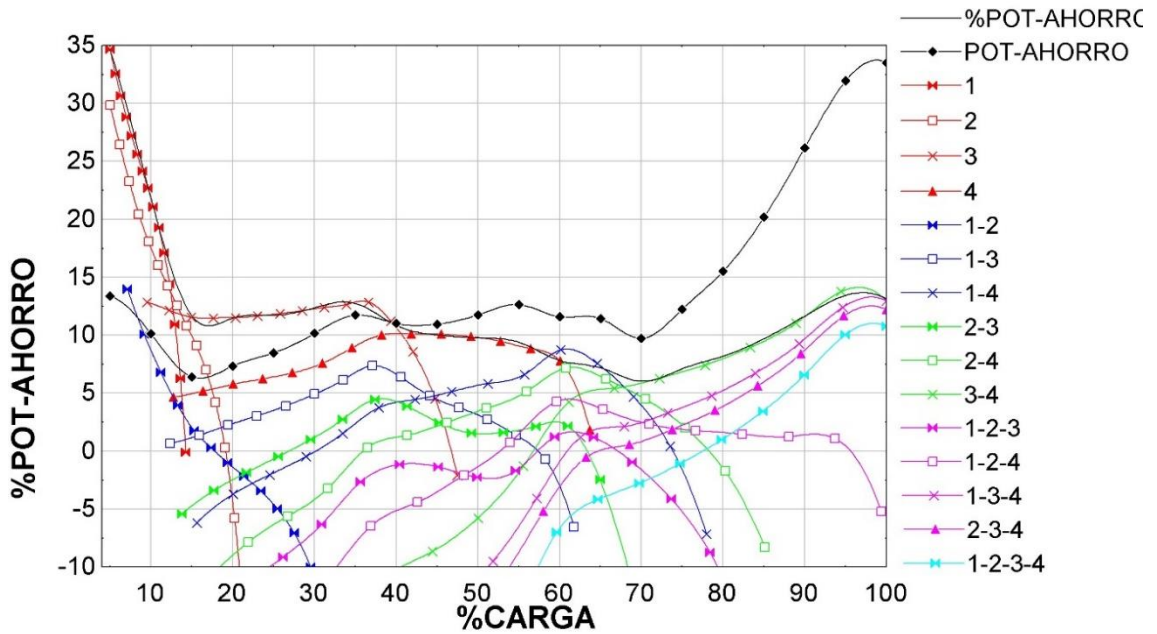
Para responder a la pregunta, ¿Cuál es la relación con la carga térmica?, resulta que no es tan práctico dar rangos como se hizo anteriormente, más bien se tabulan y grafican los resultados pudiendo así observar lo que conviene más, para cada porcentaje de carga térmica; no obstante, los rangos aproximados se presentan más adelante, a partir de la figura 58. Ver Anexo 3.

6.1.1.5 Operación: la operación del sistema siempre va a estar controlada y automatizada, para que atienda a la demanda de la mejor manera, para esto debe contar con un programa de control y con un hardware; dicho esto, se entiende que el sistema trabaja siempre al máximo rendimiento posible, por lo que se puede calcular el ahorro energético para cualquier valor de carga térmica, así como observar el perfil de rendimiento del sistema.

Para conocer la diferencia entre la potencia consumida cuando se tiene y cuando no se tiene el sistema de distribución, es decir el ahorro, se deben conocer cada una de estas, las cuales a su vez deben satisfacer el rendimiento máximo siempre; los cálculos se realizaron para cada combinación posible de los equipos, luego se graficaron y finalmente se extrajo una curva de ahorro de potencia, en relación con la carga térmica, es decir, el perfil de potencia de ahorro o de ahorro energético como quiera verse.

En la siguiente gráfica, se muestra el perfil de potencia ahorrada mediante el uso del sistema de distribución de agua fría, se presentan dos curvas importantes, una del porcentaje de potencia ahorrada y la otra de la potencia ahorrada en KW. En la leyenda de cada curva se muestra a que combinación de equipos pertenece. Ver figura 58.

Figura 58. Perfil de potencia de ahorro



Como se puede observar en la figura, para cada porcentaje de carga existe una combinación de equipos que maximiza la potencia de ahorro, la relación se presenta a continuación.

- $Chiller_1$ = Chiller de menor capacidad en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica.
- $Chiller_2$ = Chiller de mayor capacidad en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica.
- $Chiller_3$ = Chiller de menor capacidad en el Edificio de Ciencias Humanas.
- $Chiller_4$ = Chiller de mayor capacidad en el Edificio de Ciencias Humanas.

De 0% a 12,77% de carga térmica, ($Chiller_1$).

De 12,77% a 40,91% de carga térmica, ($Chiller_3$).

De 40,91% a 59,54% de carga térmica, ($Chiller_4$).

De 59,54% a 68,37% de carga térmica, combinación ($Chiller_1 + Chiller_4$).

De 68,37% a 100% de carga térmica, combinación ($Chiller_3 + Chiller_4$).

Los detalles de cálculo se presentan a continuación, cabe resaltar que como anteriormente se dijo, existen similitudes entre las combinaciones, por lo que el proceso de cálculo se repite, razón por la cual sólo se presentan para los casos específicos mencionados atrás.

- **Primer caso**

Capacidad máxima posible con el sistema de distribución:

$$CAP_{max} = \frac{C_1}{Q_M + Q_H} * 100$$

Carga térmica parcial:

$$Porcentaje_{carga} = 10$$

$$Q_{MParcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Q_{HParcial} = Q_H * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_1:

$$y_M = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{capM} + 0,0420466738 * P_{capM}^2 - 0,000205331596 * P_{capM}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM}^4) \right) / 100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{MParcial}}{C_1} * 100$$

$P_{capM}=20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{MParcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_3:

$$y_H = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{capH} + 0,0420466738 * P_{capH}^2 - 0,000205331596 * P_{capH}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH}^4) \right) / 100$$

$P_{capH} = \frac{Q_{HParcial}}{C_3} * 100$. Esta fórmula no se usó debido a que la capacidad del equipo está por debajo de 20%, lo cual no es recomendable.

$$P_{capH} = 20$$

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{HParcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H3} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución chiller 1:

$$Q_T = Q_{HParcial} + Q_{MParcial}$$

$$P_{cap1} = \frac{Q_T}{C_1} * 100$$

$$y_1 = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{cap1} + 0,0420466738 * P_{cap1}^2 - 0,000205331596 * P_{cap1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap1}^4) \right) / 100$$

$$COP_{1p} = COP_M * y_1 + COP_M$$

$$Pi_1 = \frac{Q_T}{COP_{1p}}$$

$$P_{cap1} * \frac{C_1}{100} = m_{Mnom} * 4,185 * \delta T$$

$$Q_{MParcial} = m_M * 4,185 * \delta T$$

$$m_D = m_{Mnom} - m_M$$

$$m_H = m_D$$

$$m_{Mnom} = 6$$

Potencia variable:

$$Pb_{MM} = 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 + 3,58027866E - 07 * m_M^5$$

$$Pb_D = 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6$$

$$Pb_{HH} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_H + 0,0120172829 * m_H^2 - 0,000358628635 * m_H^3 + 0,0000104103301 * m_H^4 - 1,84692495E - 07 * m_H^5 + 1,61510258E - 09 * m_H^6$$

$$Pt_1 = Pi_1 + Pb_{MM} + Pv_{M1} + Pb_D + Pb_{HH}$$

$$P_{ahorro} = (Pt_i - Pt_1) * 0,95$$

$$PP_{ahorro} = \left(\frac{P_{ahorro}}{Pt_i} \right) * 100$$

Resultados: en este caso, se tiene en operación el chiller_1, supliendo la demanda de los dos edificios y con un porcentaje de carga térmica del 10% para los resultados mostrados a continuación.

Figura 59. Resultados operación (Primer caso)

CAP _{max} = 14,26 [%]	COP _{1p} = 4,611	COP _H = 5,17	COP _{Hp} = 7,508
COP _M = 3,6	COP _{Mp} = 5,08	C ₁ = 141,2 [kw]	C ₂ = 211,8 [kw]
C ₃ = 470,1 [kw]	C ₄ = 630,8 [kw]	δ _T = 3,943 [°C]	m _D = 3,945 [Lps]
m _H = 3,945 [Lps]	m _M = 2,055 [Lps]	m _{Mnom} = 6 [Kg/s]	Pb _D = 1,333 [kw]
Pb _{H3} = 10,84 [kw]	Pb _{H4} = 13,49 [kw]	Pb _{HH} = 4,488 [kw]	Pb _{M1} = 5,66 [kw]
Pb _{M2} = 6,504	Pb _{MM} = 4,826 [kw]	Pb _{T3} = 7,201 [kw]	Pb _{T4} = 9,657 [kw]
Pi ₁ = 21,47 [kw]	Pi _H = 8,671 [kw]	Pi _M = 6,674 [kw]	Porcentaje _{carga} = 10 [%]
PP _{ahorro} = 21,82 [%]	Pt ₁ = 35,72 [kw]	Pt _H = 30,44 [kw]	Pt _i = 46,37 [kw]
Pt _M = 15,93 [kw]	Pv _{M1} = 3,6 [kw]	Pv _{M2} = 5,4 [kw]	Pv _T = 3,729 [kw]
P _{ahorro} = 10,12 [kw]	P _{cap1} = 70,12 [%]	P _{capH} = 20 [%]	P _{capM} = 24,01 [%]
Q _H = 651 [kw]	Q _{HParcial} = 65,1 [kw]	Q _M = 339 [kw]	Q _{MParcial} = 33,9 [kw]
Q _T = 99 [kw]	y ₁ = 0,2807	y _H = 0,4522	y _M = 0,4111

- Segundo caso

Capacidad máxima posible con el sistema de distribución:

$$CAP_{max} = \frac{C_1 + C_2}{Q_M + Q_H} * 100$$

Carga térmica parcial:

$$Porcentaje_{carga} = 30$$

$$Q_{MParcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Q_{HParcial} = Q_H * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_1:

$$y_M = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{capM} + 0,0420466738 * P_{capM}^2 - 0,000205331596 * P_{capM}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM}^4) \right) / 100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{MParcial}}{C_1} * 100$$

$P_{capM} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por encima o es igual al 20%.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{MParcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_3:

$$y_H = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{capH} + 0,0420466738 * P_{capH}^2 - 0,000205331596 * P_{capH}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH}^4) \right) / 100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{HParcial}}{C_3} * 100$$

$P_{capH} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{HParcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H3} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución chillers 1-2:

$$Q_T = Q_{HParcial} + Q_{MParcial}$$

$P_{cap1} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$P_{cap1} = P_{cap2}$$

$$Q_T = \frac{P_{cap2} * C_2 + P_{cap1} * C_1}{100}$$

$$y_1 = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{cap1} + 0,0420466738 * P_{cap1}^2 - 0,000205331596 * P_{cap1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap1}^4) \right) / 100$$

$$y_2 = \left((81,238504 - 2,55658594 * P_{cap2} + 0,0420466738 * P_{cap2}^2 - 0,000205331596 * P_{cap2}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap2}^4) \right) / 100$$

$$COP_{1p} = COP_M * y_1 + COP_M$$

$$COP_{2p} = COP_M * y_2 + COP_M$$

$$Pi_2 = \frac{\frac{P_{cap2} * C_2}{100}}{COP_{2p}}$$

$$Pi_1 = \frac{\frac{P_{cap1} * C_1}{100}}{COP_{1p}}$$

$$P_{cap1} * \frac{C_1}{100} = m_{Mnom1} * 4,185 * \delta_{T1}$$

$$P_{cap2} * \frac{C_2}{100} = m_{Mnom2} * 4,185 * \delta_{T2}$$

$$\mathbf{delta}_T = \frac{\mathbf{delta}_{T1} + \mathbf{delta}_{T2}}{2}$$

$$\mathbf{Q}_{MParcial} = m_M * 4,185 * \mathbf{delta}_T$$

$$\mathbf{m}_D = m_{Mnom1} + m_{Mnom2} - m_M$$

$$m_H = m_D$$

$$\mathbf{m}_{Mnom1} = 6$$

$$\mathbf{m}_{Mnom2} = 9$$

Potencia variable:

$$\begin{aligned} \mathbf{Pb}_{MM} &= 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 \\ &\quad - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 \\ &\quad + 3,58027866E - 07 * m_M^5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Pb}_D &= 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 \\ &\quad - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 \\ &\quad - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Pb}_{HH} &= 3,98009268 + 0,086371217 * m_H + 0,0120172829 * m_H^2 \\ &\quad - 0,000358628635 * m_H^3 + 0,0000104103301 * m_H^4 \\ &\quad - 1,84692495E - 07 * m_H^5 + 1,61510258E - 09 * m_H^6 \end{aligned}$$

$$\mathbf{Pt}_{C2} = \mathbf{P}i_1 + \mathbf{P}i_2 + \mathbf{P}b_{MM} + \mathbf{P}v_{M1} + \mathbf{P}v_{M2} + \mathbf{P}b_D + \mathbf{P}b_{HH}$$

$$\mathbf{P}_{ahorro} = (\mathbf{P}t_i - \mathbf{P}t_{C2}) * 0,95$$

$$\mathbf{PP}_{ahorro} = \left(\frac{\mathbf{P}_{ahorro}}{\mathbf{P}t_i} \right) * 100$$

Resultados: en este caso, se tienen en operación los chillers 1-2, supliendo la demanda de los dos edificios y con un porcentaje de carga térmica del 30% para los resultados mostrados a continuación.

Figura 60. Resultados operación (Segundo caso)

$CAP_{max} = 35,65$ [%]	$COP_{1p} = 4,359$	$COP_{2p} = 4,359$	$COP_H = 5,17$
$COP_{Hp} = 6,807$	$COP_M = 3,6$	$COP_{Mp} = 4,592$	$C_1 = 141,2$ [kw]
$C_2 = 211,8$ [kw]	$C_3 = 470,1$ [kw]	$C_4 = 630,8$ [kw]	$\delta_T = 4,731$ [°C]
$\delta_{T1} = 4,731$ [°C]	$\delta_{T2} = 4,731$ [°C]	$m_D = 9,863$ [Lps]	$m_H = 9,863$ [Lps]
$m_M = 5,137$ [Lps]	$m_{Mnom1} = 6$ [Kg/s]	$m_{Mnom2} = 9$ [Kg/s]	$P_{bD} = 1,986$ [kw]
$P_{bH3} = 10,84$ [kw]	$P_{bH4} = 13,49$ [kw]	$P_{bHH} = 5,74$ [kw]	$P_{bM1} = 5,66$ [kw]
$P_{bM2} = 6,504$ [kw]	$P_{bMM} = 5,452$ [kw]	$P_{bT3} = 7,201$ [kw]	$P_{bT4} = 9,657$ [kw]
$P_{i1} = 27,25$ [kw]	$P_{i2} = 40,88$ [kw]	$P_{iH} = 28,69$ [kw]	$P_{iM} = 22,15$ [kw]
$Porcentaje_{carga} = 30$ [%]	$PP_{ahorro} = -9,797$ [%]	$P_{tC2} = 90,31$ [kw]	$P_{tH} = 50,46$ [kw]
$P_{t_i} = 81,87$ [kw]	$P_{tM} = 31,41$ [kw]	$P_{VM1} = 3,6$ [kw]	$P_{VM2} = 5,4$ [kw]
$P_{VT} = 3,729$ [kw]	$P_{ahorro} = -8,021$ [kw]	$P_{cap1} = 84,14$ [%]	$P_{cap2} = 84,14$ [%]
$P_{capH} = 41,54$ [%]	$P_{capM} = 72,04$ [%]	$Q_H = 651$ [kw]	$Q_{HParcial} = 195,3$ [kw]
$Q_M = 339$ [kw]	$Q_{MParcial} = 101,7$ [kw]	$Q_T = 297$ [kw]	$y_1 = 0,2108$
$y_2 = 0,2108$	$y_H = 0,3166$	$y_M = 0,2754$	

- **Tercer caso**

Capacidad máxima posible con el sistema de distribución:

$$CAP_{max} = \frac{C_1 + C_3}{Q_M + Q_H} * 100$$

Carga térmica parcial:

$$Q_{Mparcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Q_{Hparcial} = Q_H * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Porcentaje_{carga} = 30$$

Operación independiente del sistema HVAC en el edificio de Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_1:

$$y_M = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capM} + 0,0420466738 * P_{capM}^2 - 0,000205331596 * P_{capM}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM}^4) / 100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_1} * 100$$

$P_{capM} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_2: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación del chiller_2.

$$y_M = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM} + 0.0420466738 * P_{capM}^2 - 0.000205331596 * P_{capM}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM}^4) / 100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_2} * 100$$

$P_{capM} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M2} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chillers 1-2: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación de los chillers 1-2.

$$Q_{Mparcial} = \frac{P_{capM2} * C_2 + P_{capM1} * C_1}{100}$$

$$y_{M1} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM1} + 0.0420466738 * P_{capM1}^2 - 0.000205331596 * P_{capM1}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM1}^4)/100$$

$$y_{M2} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM2} + 0.0420466738 * P_{capM2}^2 - 0.000205331596 * P_{capM2}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM2}^4)/100$$

$$COP_{M1p} = COP_M * y_{M1} + COP_M$$

$$COP_{M2p} = COP_M * y_{M2} + COP_M$$

$$Pi_{M1} = \frac{P_{capM1} * C_1}{100 * COP_{M1p}}$$

$$Pi_{M2} = \frac{P_{capM2} * C_2}{100 * COP_{M2p}}$$

$$P_{capM2} = P_{capM1}$$

$$Pt_M = Pi_{M2} + Pi_{M1} + Pb_{M1} + Pb_{M2} + Pv_{M1} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_3:

$$y_H = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capH} + 0,0420466738 * P_{capH}^2 - 0,000205331596 * P_{capH}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH}^4)/100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_3} * 100$$

$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_3} * 100$. Esta fórmula no se usó debido a que la capacidad del equipo está por debajo de 20%, lo cual no es recomendable.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{Hparcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H3} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución chillers 1-3:

$$Q_T = Q_{Hparcial} + Q_{Mparcial}$$

$$P_{cap1} = 20$$

$$Q_T = \frac{P_{cap1} * C_1 + P_{cap3} * C_3}{100}$$

$$y_1 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap1} + 0,0420466738 * P_{cap1}^2 - 0,000205331596 * P_{cap1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap1}^4) / 100$$

$$y_3 = ((81,238504 - 2,55658594 * P_{cap3} + 0,0420466738 * P_{cap3}^2 - 0,000205331596 * P_{cap3}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap3}^4)) / 100$$

$$COP_{1p} = COP_M * y_1 + COP_M$$

$$COP_{3p} = COP_H * y_3 + COP_H$$

$$Pi_1 = \frac{\frac{P_{cap1} * C_1}{100}}{COP_{1p}}$$

$$Pi_3 = \frac{\frac{P_{cap3} * C_3}{100}}{COP_{3p}}$$

$$P_{cap3} * \frac{C_3}{100} = m_{Hnom} * 4,185 * delta_{TH}$$

$$Q_{Hparcial} = m_H * 4,185 * delta_{TH}$$

$$m_D = m_{Hnom} - m_H$$

$$m_M = m_{Mnom} + m_D$$

$$m_{Hnom} = 25,3$$

$$m_{Mnom} = 6$$

Potencia variable:

$$Pb_{MM} = 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 + 3,58027866E - 07 * m_M^5$$

$$Pb_D = 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6$$

$$Pb_{HH} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_H + 0,0120172829 * m_H^2 - 0,000358628635 * m_H^3 + 0,0000104103301 * m_H^4 - 1,84692495E - 07 * m_H^5 + 1,61510258E - 09 * m_H^6$$

$$Pt_{C2} = Pi_1 + Pi_3 + Pb_{MM} + Pv_{M1} + Pb_D + Pb_{HH} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$P_{ahorro} = (Pt_i - Pt_{C2}) * 0,95$$

$$PP_{ahorro} = \left(\frac{P_{ahorro}}{Pt_i} \right) * 100$$

Resultados: en este caso, se tienen en operación los chillers 1-3, supliendo la demanda de los dos edificios y con un porcentaje de carga térmica del 30% para los resultados mostrados a continuación.

Figura 61. Resultados operación (Tercer caso)

CAP _{max} = 61,75 [%]	COP _{1p} = 5,228	COP _{3p} = 6,71	COP _H = 5,17
COP _{Hp} = 6,807	COP _M = 3,6	COP _{Mp} = 4,592	C ₁ = 141,2 [kw]
C ₂ = 211,8 [kw]	C ₃ = 470,1 [kw]	C ₄ = 630,8 [kw]	δ _{TH} = 2,538 [°C]
m _D = 6,916 [Lps]	m _H = 18,38 [Lps]	m _{Hnom} = 25,3 [Kg/s]	m _M = 12,92 [Lps]
m _{Mnom} = 6 [Kg/s]	Pb _D = 1,631 [kw]	Pb _{H3} = 10,84 [kw]	Pb _{H4} = 13,49 [kw]
Pb _{HH} = 8,265 [kw]	Pb _{M1} = 5,66 [kw]	Pb _{M2} = 6,504	Pb _{MM} = 7,752 [kw]
Pb _{T3} = 7,201 [kw]	Pb _{T4} = 9,657 [kw]	Pi ₁ = 5,401 [kw]	Pi ₃ = 40,05 [kw]
Pi _H = 28,69 [kw]	Pi _M = 22,15 [kw]	Porcentaje _{carga} = 30 [%]	PP _{ahorro} = 4,919 [%]
Pt _{C2} = 77,63 [kw]	Pt _H = 50,46 [kw]	Pt _i = 81,87 [kw]	Pt _M = 31,41 [kw]
Pv _{M1} = 3,6 [kw]	Pv _{M2} = 5,4 [kw]	Pv _T = 3,729 [kw]	P _{ahorro} = 4,027 [kw]
P _{cap1} = 20 [%]	P _{cap3} = 57,17 [%]	P _{capH} = 41,54 [%]	P _{capM} = 72,04 [%]
Q _H = 651 [kw]	Q _{Hparcial} = 195,3 [kw]	Q _M = 339 [kw]	Q _{Mparcial} = 101,7 [kw]
Q _T = 297 [kw]	y ₁ = 0,4522	y ₃ = 0,2979	y _H = 0,3166
y _M = 0,2754			

- **Cuarto caso**

Capacidad máxima posible con el sistema de distribución:

$$CAP_{max} = \frac{C_1 + C_2 + C_3}{Q_M + Q_H} * 100$$

Carga térmica parcial:

$$Porcentaje_{carga} = 30$$

$$Q_{Mparcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Q_{Hparcial} = Q_H * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el edificio de laboratorios de ingeniería mecánica chiller_1:

$$y_M = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capM} + 0,0420466738 * P_{capM}^2 - 0,000205331596 * P_{capM}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM}^4)/100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_1} * 100$$

$P_{capM} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_2: este procedimiento solo se utilizó para

cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación del chiller 2.

$$y_M = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM} + 0.0420466738 * P_{capM}^2 - 0.000205331596 * P_{capM}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM}^4)/100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_2} * 100$$

$P_{capM} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M2} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chillers 1-2: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación de los chillers 1-2.

$$Q_{Mparcial} = \frac{P_{capM2} * C_2 + P_{capM1} * C_1}{100}$$

$$y_{M2} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM2} + 0.0420466738 * P_{capM2}^2 - 0.000205331596 * P_{capM2}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM2}^4)/100$$

$$y_{M1} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM1} + 0.0420466738 * P_{capM1}^2 - 0.000205331596 * P_{capM1}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM1}^4)/100$$

$$COP_{M2p} = COP_M * y_{M2} + COP_M$$

$$COP_{M1p} = COP_M * y_{M1} + COP_M$$

$$Pi_{M2} = \frac{\frac{P_{capM2} * C_2}{100}}{COP_{M2p}}$$

$$Pi_{M1} = \frac{\frac{P_{capM1} * C_1}{100}}{COP_{M1p}}$$

$$P_{capM2} = P_{capM1}$$

$$Pt_M = Pi_{M2} + Pi_{M1} + Pb_{M1} + Pb_{M2} + Pv_{M1} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_3:

$$y_H = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capH} + 0,0420466738 * P_{capH}^2 - 0,000205331596 * P_{capH}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH}^4) / 100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_3} * 100$$

$P_{capH} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{Hparcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H3} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_4: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación del chiller_4.

$$y_H = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capH} + 0.0420466738 * P_{capH}^2 - 0.000205331596 * P_{capH}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capH}^4) / 100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_4} * 100$$

$P_{capH} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{Hparcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H4} + Pb_{T4} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución chillers 1-2-3:

$$Q_T = Q_{Hparcial} + Q_{Mparcial}$$

$$P_{cap1} = 20$$

$P_{cap1} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$P_{cap3} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$P_{cap1} = P_{cap2}$$

$$Q_T = \frac{P_{cap3} * C_3 + P_{cap2} * C_2 + P_{cap1} * C_1}{100}$$

$$y_1 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap1} + 0,0420466738 * P_{cap1}^2 - 0,000205331596 * P_{cap1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap1}^4) / 100$$

$$y_2 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap2} + 0,0420466738 * P_{cap2}^2 - 0,000205331596 * P_{cap2}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap2}^4)/100$$

$$y_3 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap3} + 0,0420466738 * P_{cap3}^2 - 0,000205331596 * P_{cap3}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap3}^4)/100$$

$$COP_{1p} = COP_M * y_1 + COP_M$$

$$COP_{2p} = COP_M * y_2 + COP_M$$

$$COP_{3p} = COP_H * y_3 + COP_H$$

$$Pi_1 = \frac{\frac{P_{cap1} * C_1}{100}}{COP_{1p}}$$

$$Pi_2 = \frac{\frac{P_{cap2} * C_2}{100}}{COP_{2p}}$$

$$Pi_3 = \frac{\frac{P_{cap3} * C_3}{100}}{COP_{3p}}$$

Este procedimiento a continuación, solo se usa para calcular el caudal de distribución desde el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica:

$$P_{cap2} * \frac{C_2}{100} = m_{Mnom2} * 4.185 * \text{delta}_{T2}$$

$$P_{cap1} * \frac{C_1}{100} = m_{Mnom1} * 4.185 * \text{delta}_{T1}$$

$$\text{delta}_T = \frac{\text{delta}_{T1} + \text{delta}_{T2}}{2}$$

$$Q_{Mparcial} = m_M * 4.185 * \text{delta}_T$$

$$m_D = m_{Mnom1} + m_{Mnom2} - m_M$$

$$m_H = m_{Hnom3} + m_D$$

Para calcular el caudal de distribución desde el Edificio de Ciencias Humanas:

$$P_{cap3} * \frac{C_3}{100} = m_{Hnom3} * 4,185 * \text{delta}_{TH}$$

$$Q_{Hparcial} = m_H * 4,185 * \text{delta}_{TH}$$

$$m_D = m_{Hnom3} - m_H$$

$$m_M = m_{Mnom1} + m_{Mnom2} + m_D$$

$$m_{Mnom1} = 6$$

$$m_{Mnom2} = 9$$

$$m_{Hnom3} = 25,3$$

Potencia variable:

$$Pb_{MM} = 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 + 3,58027866E - 07 * m_M^5$$

$$Pb_D = 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6$$

$$Pb_{HH} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_H + 0,0120172829 * m_H^2 - 0,000358628635 * m_H^3 + 0,0000104103301 * m_H^4 - 1,84692495E - 07 * m_H^5 + 1,61510258E - 09 * m_H^6$$

$$Pt_{C2} = Pi_1 + Pi_2 + Pi_3 + Pb_{MM} + Pv_{M1} + Pv_{M2} + Pb_D + Pb_{HH} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$P_{ahorro} = (Pt_i - Pt_{C2}) * 0,95$$

$$PP_{ahorro} = \left(\frac{P_{ahorro}}{Pt_i} \right) * 100$$

Resultados: en este caso, se tienen en operación los chillers 1-2-3, supliendo la demanda de los dos edificios y con un porcentaje de carga térmica del 30% para los resultados mostrados a continuación.

Figura 62. Resultados operación (Cuarto caso)

CAP _{max} = 83,14 [%]	COP _{1p} = 5,228	COP _{2p} = 5,228	COP _{3p} = 6,747
COP _H = 5,17	COP _{Hp} = 6,807	COP _M = 3,6	COP _{Mp} = 4,592
C ₁ = 141,2 [kw]	C ₂ = 211,8 [kw]	C ₃ = 470,1 [kw]	C ₄ = 630,8 [kw]
δ _{TH} = 2,138 [°C]	m _D = 3,477 [Lps]	m _H = 21,82 [Lps]	m _{Hnom3} = 25,3 [Kg/s]
m _M = 18,48 [Lps]	m _{Mnom1} = 6 [Kg/s]	m _{Mnom2} = 9 [Kg/s]	Pb _D = 1,293 [kw]
Pb _{H3} = 10,84 [kw]	Pb _{H4} = 13,49 [kw]	Pb _{HH} = 9,482 [Kg/s]	Pb _{M1} = 5,66 [kw]
Pb _{M2} = 6,504 [kw]	Pb _{MM} = 9,477 [kw]	Pb _{T3} = 7,201 [kw]	Pb _{T4} = 9,657 [kw]
Pi ₁ = 5,401 [kw]	Pi ₂ = 8,102 [kw]	Pi ₃ = 33,55 [kw]	Pi _H = 28,69 [kw]
Pi _M = 22,15 [kw]	Porcentaje _{carga} = 30 [%]	PP _{ahorro} = -6,23 [%]	Pt _{C2} = 87,24 [kw]
Pt _H = 50,46 [kw]	Pt _i = 81,87 [kw]	Pt _M = 31,41 [kw]	Pv _{M1} = 3,6 [kw]
Pv _{M2} = 5,4 [kw]	Pv _T = 3,729 [kw]	P _{ahorro} = -5,101 [kw]	P _{cap1} = 20 [%]
P _{cap2} = 20 [%]	P _{cap3} = 48,16 [%]	P _{capH} = 41,54 [%]	P _{capM} = 72,04 [%]
Q _H = 651 [kw]	Q _{Hparcial} = 195,3 [kw]	Q _M = 339 [kw]	Q _{Mparcial} = 101,7 [kw]
Q _T = 297 [kw]	y ₁ = 0,4522	y ₂ = 0,4522	y ₃ = 0,3051
y _H = 0,3166	y _M = 0,2754		

- Quinto caso

Capacidad máxima posible con el sistema de distribución:

$$CAP_{max} = \frac{C_1 + C_2 + C_3 + C_4}{Q_M + Q_H} * 100$$

Carga térmica parcial:

$$Porcentaje_{carga} = 30$$

$$Q_{Mparcial} = Q_M * \frac{Porcentaje_{carga}}{100}$$

$$Q_{Hparcial} = Q_H * \frac{\text{Porcentaje}_{carga}}{100}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_1:

$$y_M = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capM} + 0,0420466738 * P_{capM}^2 - 0,000205331596 * P_{capM}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capM}^4)/100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_1} * 100$$

$P_{capM} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M1} + Pv_{M1}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller_2: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación del chiller_2.

$$y_M = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM} + 0.0420466738 * P_{capM}^2 - 0.000205331596 * P_{capM}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM}^4)/100$$

$$P_{capM} = \frac{Q_{Mparcial}}{C_2} * 100$$

$P_{capM} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Mp} = COP_M * y_M + COP_M$$

$$Pi_M = \frac{Q_{Mparcial}}{COP_{Mp}}$$

$$Pt_M = Pi_M + Pb_{M2} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica chiller 1-2: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación de los chillers 1-2.

$$Q_{Mparcial} = \frac{P_{capM2} * C_2 + P_{capM1} * C_1}{100}$$

$$y_{M2} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM2} + 0.0420466738 * P_{capM2}^2 - 0.000205331596 * P_{capM2}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM2}^4)/100$$

$$y_{M1} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capM1} + 0.0420466738 * P_{capM1}^2 - 0.000205331596 * P_{capM1}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capM1}^4)/100$$

$$COP_{M2p} = COP_M * y_{M2} + COP_M$$

$$COP_{M1p} = COP_M * y_{M1} + COP_M$$

$$Pi_{M2} = \frac{\frac{P_{capM2} * C_2}{100}}{COP_{M2p}}$$

$$Pi_{M1} = \frac{\frac{P_{capM1} * C_1}{100}}{COP_{M1p}}$$

$$P_{capM2} = P_{capM1}$$

$$Pt_M = Pi_{M2} + Pi_{M1} + Pb_{M1} + Pb_{M2} + Pv_{M1} + Pv_{M2}$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller_3:

$$y_H = (81,238504 - 2,55658594 * P_{capH} + 0,0420466738 * P_{capH}^2 - 0,000205331596 * P_{capH}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{capH}^4)/100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_3} * 100$$

$P_{capH} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{Hparcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H3} + Pb_{T3} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller 4: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación del chiller_4.

$$y_H = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capH} + 0.0420466738 * P_{capH}^2 - 0.000205331596 * P_{capH}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capH}^4)/100$$

$$P_{capH} = \frac{Q_{Hparcial}}{C_4} * 100$$

$P_{capH} = 20$ Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$COP_{Hp} = COP_H * y_H + COP_H$$

$$Pi_H = \frac{Q_{Hparcial}}{COP_{Hp}}$$

$$Pt_H = Pi_H + Pb_{H4} + Pb_{T4} + Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación independiente del sistema HVAC en el Edificio de Ciencias Humanas chiller 3-4: este procedimiento solo se utilizó para cuando la carga térmica es lo suficientemente grande para justificar la operación de los chillers 3-4.

$$Q_{Hparcial} = \frac{P_{capH4} * C_4 + P_{capH3} * C_3}{100}$$

$$y_{H3} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capH3} + 0.0420466738 * P_{capH3}^2 - 0.000205331596 * P_{capH3}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capH3}^4)/100$$

$$y_{H4} = (81.238504 - 2.55658594 * P_{capH4} + 0.0420466738 * P_{capH4}^2 - 0.000205331596 * P_{capH4}^3 - 4.07150521E - 07 * P_{capH4}^4)/100$$

$$COP_{H4p} = COP_H * y_{H4} + COP_H$$

$$COP_{H3p} = COP_H * y_{H3} + COP_H$$

$$Pi_{H4} = \frac{\frac{P_{capH4} * C_4}{100}}{COP_{H4p}}$$

$$Pi_{H3} = \frac{\frac{P_{capH3} * C_3}{100}}{COP_{H3p}}$$

$$P_{capH4} = P_{capH3}$$

$$Pt_H = Pi_{H4} + Pi_{H3} + Pb_{H3} + Pb_{H4} + Pb_{T3} + Pb_{T4} + 2 * Pv_T$$

$$Pt_i = Pt_H + Pt_M$$

Operación en conjunto con el sistema de distribución chillers 1-2-3-4:

$$Q_T = Q_{Hparcial} + Q_{Mparcial}$$

$P_{cap1} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$P_{cap3} = 20$. Esta fórmula se usa sólo para cuando la capacidad del equipo está por debajo o es igual al 20%.

$$P_{cap1} = 20$$

$$P_{cap1} = P_{cap2}$$

$$P_{cap3} = P_{cap4}$$

$$Q_T = \frac{P_{cap4} * C_4 + P_{cap3} * C_3 + P_{cap2} * C_2 + P_{cap1} * C_1}{100}$$

$$y_1 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap1} + 0,0420466738 * P_{cap1}^2 - 0,000205331596 * P_{cap1}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap1}^4) / 100$$

$$y_2 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap2} + 0,0420466738 * P_{cap2}^2 - 0,000205331596 * P_{cap2}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap2}^4) / 100$$

$$y_3 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap3} + 0,0420466738 * P_{cap3}^2 - 0,000205331596 * P_{cap3}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap3}^4) / 100$$

$$y_4 = (81,238504 - 2,55658594 * P_{cap4} + 0,0420466738 * P_{cap4}^2 - 0,000205331596 * P_{cap4}^3 - 4,07150521E - 07 * P_{cap4}^4) / 100$$

$$COP_{1p} = COP_M * y_1 + COP_M$$

$$COP_{2p} = COP_M * y_2 + COP_M$$

$$COP_{3p} = COP_H * y_3 + COP_H$$

$$COP_{4p} = COP_H * y_4 + COP_H$$

$$Pi_1 = \frac{\frac{P_{cap1} * C_1}{100}}{COP_{1p}}$$

$$Pi_2 = \frac{\frac{P_{cap2} * C_2}{100}}{COP_{2p}}$$

$$Pi_3 = \frac{\frac{P_{cap3} * C_3}{100}}{COP_{3p}}$$

$$Pi_4 = \frac{\frac{P_{cap4} * C_4}{100}}{COP_{4p}}$$

Para calcular el caudal de distribución desde el Edificio de Ciencias Humanas:

$$P_{cap3} * \frac{C_3}{100} = m_{Hnom3} * 4,185 * \text{delta}_{T3}$$

$$P_{cap4} * \frac{C_4}{100} = m_{Hnom4} * 4,185 * \text{delta}_{T4}$$

$$\text{delta}_T = \frac{\text{delta}_{T3} + \text{delta}_{T4}}{2}$$

$$Q_{Hparcial} = m_H * 4,185 * \text{delta}_T$$

$$m_D = m_{Hnom3} + m_{Hnom4} - m_H$$

$$m_H = m_{H3} + m_{H4}$$

$$m_{H3} = m_{H4}$$

$$m_M = m_{Mnom1} + m_{Mnom2} + m_D$$

$$m_{Mnom1} = 6$$

$$m_{Mnom2} = 9$$

$$m_{Hnom3} = 25,3$$

$$m_{Hnom4} = 31,4$$

Solo para calcular el caudal de distribución desde el Edificio de Laboratorios de Ingeniería Mecánica:

$$P_{cap1} * \frac{C_1}{100} = m_{Mnom1} * 4.185 * \text{delta}_{T1}$$

$$P_{cap2} * \frac{C_2}{100} = m_{Mnom2} * 4.185 * \text{delta}_{T2}$$

$$\text{delta}_T = \frac{\text{delta}_{T1} + \text{delta}_{T2}}{2}$$

$$Q_{Mparcial} = m_M * 4.185 * \text{delta}_T$$

$$m_D = m_{Mnom1} + m_{Mnom2} - m_M$$

$$m_H = m_{Hnom3} + m_{Hnom4} + m_D$$

$$m_H = m_{H3} + m_{H4}$$

$$m_{H3} = m_{H4}$$

Potencia variable:

$$Pb_{MM} = 4,55518371 + 0,100419538 * m_M + 0,0158022497 * m_M^2 - 0,000193212159 * m_M^3 - 0,0000161393135 * m_M^4 + 3,58027866E - 07 * m_M^5$$

$$Pb_D = 1,07403094 + 0,0393127553 * m_D + 0,0079849716 * m_D^2 - 0,000372831896 * m_D^3 + 0,0000127149439 * m_D^4 - 1,68300924E - 07 * m_D^5 + 1,08570025E - 09 * m_D^6$$

$$Pb_{HH3} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_{H3} + 0,0120172829 * m_{H3}^2 - 0,000358628635 * m_{H3}^3 + 0,0000104103301 * m_{H3}^4 - 1,84692495E - 07 * m_{H3}^5 + 1,61510258E - 09 * m_{H3}^6$$

$$Pb_{HH4} = 3,98009268 + 0,086371217 * m_{H4} + 0,0120172829 * m_{H4}^2 - 0,000358628635 * m_{H4}^3 + 0,0000104103301 * m_{H4}^4 - 1,84692495E - 07 * m_{H4}^5 + 1,61510258E - 09 * m_{H4}^6$$

$$Pt_{C2} = Pi_1 + Pi_2 + Pi_3 + Pi_4 + Pb_{MM} + Pv_{M1} + Pv_{M2} + Pb_D + Pb_{HH3} + Pb_{HH4} + Pb_{T3} + Pb_{T4} + 2 * Pv_T$$

$$P_{ahorro} = (Pt_i - Pt_{C2}) * 0,95$$

$$PP_{ahorro} = \left(\frac{P_{ahorro}}{Pt_i} \right) * 100$$

Resultados: en este caso, se tienen en operación los chillers 1-2-3-4, supliendo la demanda de los dos edificios y con un porcentaje de carga térmica del 30% para los resultados mostrados a continuación.

Figura 63. Resultados operación (Quinto caso)

CAP _{max} = 146,9 [%]	COP _{1p} = 5,228	COP _{2p} = 5,228	COP _{3p} = 7,475
COP _{4p} = 7,475	COP _H = 5,17	COP _{Hp} = 6,807	COP _M = 3,6
COP _{Mp} = 4,592	C ₁ = 141,2 [kw]	C ₂ = 211,8 [kw]	C ₃ = 470,1 [kw]
C ₄ = 630,8 [kw]	δ _T = 0,9501 [°C]	δ _{T3} = 0,9131 [°C]	δ _{T4} = 0,9872 [°C]
m _D = 7,586 [Lps]	m _H = 49,11 [Lps]	m _{H3} = 24,56 [Lps]	m _{H4} = 24,56 [Lps]
m _{Hnom3} = 25,3 [Kg/s]	m _{Hnom4} = 31,4 [Kg/s]	m _M = 22,59 [Lps]	m _{Mnom1} = 6 [Kg/s]
m _{Mnom2} = 9 [Kg/s]	Pb _D = 1,707 [kw]	Pb _{H3} = 10,84 [kw]	Pb _{H4} = 13,49 [kw]
Pb _{HH3} = 10,53 [kw]	Pb _{HH4} = 10,53 [kw]	Pb _{M1} = 5,66 [kw]	Pb _{M2} = 6,504 [kw]
Pb _{MM} = 10,56 [kw]	Pb _{T3} = 7,201 [kw]	Pb _{T4} = 9,657 [kw]	Pi ₁ = 5,401 [kw]
Pi ₂ = 8,102 [kw]	Pi ₃ = 12,93 [kw]	Pi ₄ = 17,35 [kw]	Pi _H = 28,69 [kw]
Pi _M = 22,15 [kw]	Porcentaje _{carga} = 30 [%]	PP _{ahorro} = -33,14	Pt _{C2} = 110,4 [kw]
Pt _H = 50,46 [kw]	Pt _i = 81,87 [kw]	Pt _M = 31,41 [kw]	Pv _{M1} = 3,6 [kw]
Pv _{M2} = 5,4 [kw]	Pv _T = 3,729 [kw]	P _{ahorro} = -27,13 [kw]	P _{cap1} = 20 [%]
P _{cap2} = 20 [%]	P _{cap3} = 20,57 [%]	P _{cap4} = 20,57 [%]	P _{capH} = 41,54 [%]
P _{capM} = 72,04 [%]	Q _H = 651 [kw]	Q _{Hparcial} = 195,3 [kw]	Q _M = 339 [kw]
Q _{Mparcial} = 101,7 [kw]	Q _T = 297 [kw]	y ₁ = 0,4522	y ₂ = 0,4522
y ₃ = 0,4459	y ₄ = 0,4459	y _H = 0,3166	y _M = 0,2754

6.1.1.6 Resultados: una vez obtenido el perfil de potencia de ahorro, se puede decir que es posible ahorrar energía con el sistema de distribución en todo el rango de carga térmica; si se observa la curva de ahorro de potencia se sabe que el rango de ahorro está entre 5 KW y 35 KW aproximadamente, dependiendo de la carga térmica.

Teniendo en cuenta que a pesar de que la tubería y accesorios están aislados térmicamente, existen ganancias de calor en las mismas y sabiendo que dicha ganancia no es muy significativa, se decidió no tenerla en cuenta directamente en los cálculos. Para ajustar el valor calculado de potencia de ahorro, se decidió aplicar un factor de diseño de 0,95, es decir, reducir en 5% la potencia de ahorro calculada, esto con el propósito de equilibrar los resultados respecto a todas las aproximaciones realizadas. Los valores de potencia ahorrada presentados en la gráfica ya se encuentran ajustados.

6.1.2 Capacidad de enfriamiento sobrante: los dos sistemas HVAC instalados cubren la totalidad de la demanda en los dos edificios, pero, aun para las condiciones más críticas de operación la capacidad de enfriamiento es mayor; teniendo en cuenta lo anterior y sabiendo que se puede contar con el sistema de distribución de agua fría, la capacidad de enfriamiento sobrante total se puede suministrar a otro edificio que así lo requiera. A continuación, se presenta la capacidad de enfriamiento sobrante, tomando como punto de referencia que la carga térmica total siempre sea la máxima.

$$C_{Sobra} = 463.88 \text{ KW} = 131.9 \text{ TR}$$

Es importante saber que dependiendo de la carga térmica del edificio que se va a beneficiar de la capacidad de enfriamiento sobrante, va a cambiar el punto de máximo rendimiento de cada equipo, así como la potencia ahorrada, por lo que se debe disponer de un programa de control especializado, para que ajuste el sistema en general. En esta investigación no se propone algún programa para el control debido al alcance del proyecto, pero para una implementación se debe configurar dicho programa.

6.2 ESTUDIO DE LA VIABILIDAD FINANCIERA

Para el estudio de la viabilidad financiera se calculó el tiempo en que se recuperará la inversión. “El período de recuperación de la inversión, PRI, es el tercer criterio más usado para evaluar un proyecto y tiene por objeto medir en

cuánto tiempo se recupera la inversión, incluyendo el costo del capital involucrado”⁷. Para determinarlo se necesitó calcular los siguientes ítems que se detallan a continuación:

6.2.1 La previsión de las tarifas de la Electrificadora de Santander S.A. ESP:

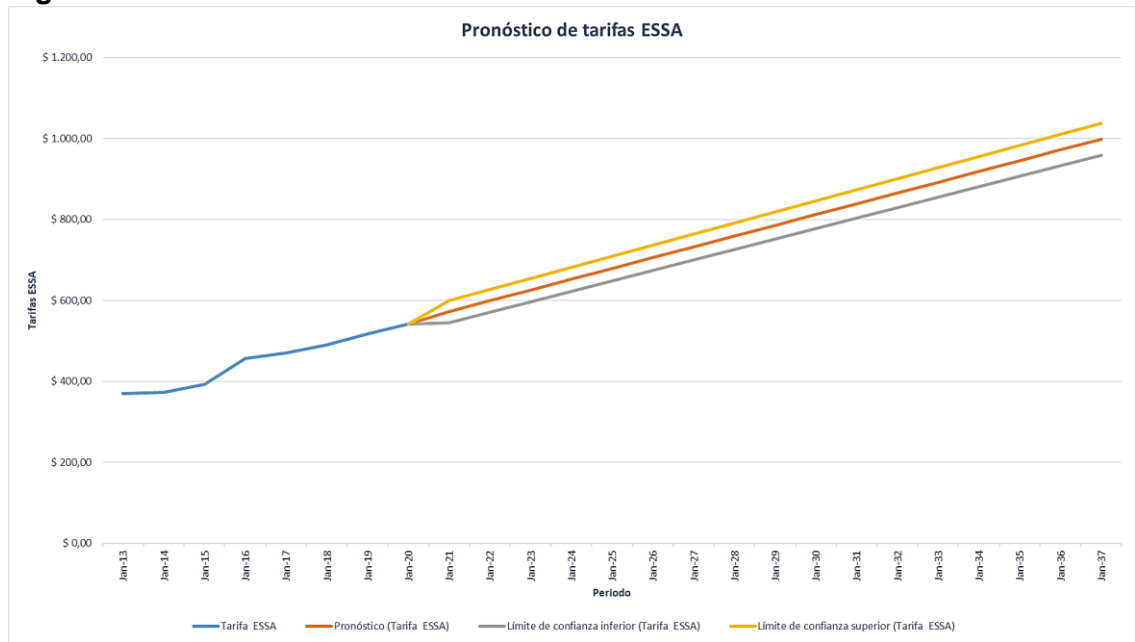
para el pronóstico del costo de la energía eléctrica proyectado anualmente se tomó un valor mensual de las tarifas por año, que muestran los soportes en los anexos del 4 al 11. La empresa Electrificadora de Santander S.A. ESP en su página web ofrece un histórico de las tarifas desde el año 2013 al 2020 para crear una serie de tiempo histórico del costo de la energía, los valores proyectados se muestran a continuación en la columna Pronóstico (Tarifa ESSA) en la figura 64 y adjunto se aprecia un gráfico de líneas del pronóstico, ver figura 65, se utilizaron las funciones de Microsoft Excel para hacer la previsión.

⁷ SAPPAG, Nassir. Cálculo y análisis de la viabilidad económica. En: Evaluación De Proyectos De Inversión En La Empresa. 2 ed. Argentina: PEARSON EDUCATION, 2004.p. 230.

Figura 64. Proyección del costo de la energía

Date	Tarifa ESSA	Pronóstico (Tarifa ESSA)
Jan-13	\$ 369,53	
Jan-14	\$ 372,47	
Jan-15	\$ 392,67	
Jan-16	\$ 456,59	
Jan-17	\$ 471,08	
Jan-18	\$ 490,16	
Jan-19	\$ 517,66	
Jan-20	\$ 541,86	\$ 541,86
Jan-21		\$ 572,28
Jan-22		\$ 598,90
Jan-23		\$ 625,52
Jan-24		\$ 652,13
Jan-25		\$ 678,75
Jan-26		\$ 705,36
Jan-27		\$ 731,98
Jan-28		\$ 758,60
Jan-29		\$ 785,21
Jan-30		\$ 811,83
Jan-31		\$ 838,45
Jan-32		\$ 865,06
Jan-33		\$ 891,68
Jan-34		\$ 918,29
Jan-35		\$ 944,91
Jan-36		\$ 971,53
Jan-37		\$ 998,14

Figura 65. Pronóstico de las tarifas ESSA.



6.2.2 El costo de la inversión en el sistema propuesto: para el costo de la inversión se sumaron los totales del costo de la inversión en equipos, mano de obra, izaje mecánico, ingeniería en detalle, supervisión y transporte. En la tabla siguiente se muestran los porcentajes que se tomaron del costo de los equipos del sistema de distribución y sus valores en peso. Ver Tabla 25.

Tabla 25. Costo total de inversión

	Valor	Porcentaje
Costo mano de obra	\$ 25.000.000,00	12,6%
Costo izaje mecánico	\$ 9.000.000,00	4,5%
Costo ingeniería en detalle	\$ 25.000.000,00	12,6%
Costo de supervisión y transporte	\$10.000.000,00	5,0%
Costo equipos del sistema de distribución	\$ 199.000.000,00	
Total: Capital de Inversión	\$ 268.000.000,00	

Para el costo de equipos que hacen parte del sistema de distribución se hizo una búsqueda de los precios comerciales en las páginas de venta de varias

empresas que surten el mercado de la industria HVAC. En el siguiente cuadro se aprecian los costos de cada elemento del sistema de distribución. Ver tabla 26.

Tabla 26. Lista del costo de los equipos para el sistema de distribución.

EQUIPO		CANTIDAD/LONGITUD	COSTO UNIDAD	COSTO TOTAL
Tubería		181,28 m	\$ 281.446,00	\$ 51.020.531
Accesorios de la	Codo de 90°	17	\$ 145.660,00	\$ 2.476.220
	Codo de 45°	8	\$ 124.500,00	\$ 996.000
	Te	8	\$ 178.000,00	\$ 1.424.000
	Unión	23	\$ 65.100,00	\$ 1.497.300
Válvulas	Válvula independiente de presión electrónica	2	\$ 18.285.403,02	\$ 36.570.806
	Válvula de combinación	2	\$ 8.596.270,50	\$ 17.192.541
	Válvula de tres vías electrónica	2	\$ 11.051.805,07	\$ 22.103.610
	Válvula de cierre electrónica	4	\$ 4.001.974,13	\$ 16.007.897
	Junta de expansión	4	\$ 1.061.499,98	\$ 4.246.000
Brida		30	\$ 202.755,00	\$ 6.082.650
Bomba		2	\$ 18.491.430,64	\$ 36.982.861
			Total	\$ 196.600.416

6.2.3 Ingreso anual estimado por el ahorro de energía: se necesitó el valor de la potencia ahorrada anualmente, la cual se calculó para un periodo de trabajo de 10 meses, trabajando seis días a la semana las 24 horas del día, por el tipo de actividad que tienen los edificios y con los valores del costo de la energía proyectado a varios años se determinó el ingreso anual por concepto de ahorro de energía.

6.2.4 Estudio de tres escenarios: realista, optimista y pesimista: se evaluaron varios escenarios para analizar el comportamiento del sistema, para ello se consideró un porcentaje de carga térmica promedio durante el día por 12 horas y otro en la noche por el resto de las horas. Utilizando la configuración más apropiada de los equipos de enfriamiento y la que ahorra más energía. A continuación, se muestra la configuración de equipos que genera el mayor ahorro de potencia y la carga térmica correspondiente para cada caso.

- **Escenario realista:**

- ✓ **Carga térmica al 60%:** (Chiller 3 y 4) se ahorra una potencia de 12,99 KW.
- ✓ **Carga térmica al 20%:** (Chiller 3) se ahorra una potencia de 7,328 KW.

- **Escenario optimista:**

- ✓ **Carga térmica al 100%:** (Chiller 3 y 4) se ahorra una potencia de 33,03 KW.
- ✓ **Carga térmica al 20%:** (Chiller 3) se ahorra una potencia de 7,328 KW.

- **En el escenario pesimista:**

- ✓ **Carga térmica al 70%:** (Chiller 3 y 4) se ahorra una potencia de 9,957 KW.
- ✓ **Carga térmica al 20%:** (Chiller 3) se ahorra una potencia de 7,328 KW.

Finalmente, para calcular el tiempo en que se recupera la inversión se empleó la siguiente fórmula⁸.

$$T = n + \frac{C_{n+1}}{F_{nm1}}$$

T= Tiempo de amortización en años.

n= Año anterior a la amortización.

C_{n+1}= Flujo acumulado.

F_{nm1}= Flujo de entrada en cada año: ahorro por concepto de costo.

- **Escenario realista:** para este caso el periodo de repago es en 7,02 años, lo cual quiere decir que para un escenario real en el que la carga térmica se comporta frecuentemente de esa manera a lo largo del año, la inversión se recupera en un periodo razonable.
- **Escenario optimista:** para este caso el periodo de repago es en 3,78 años, un periodo de tiempo alentador, además la configuración usada en este caso es aceptable ya que los equipos (Chillers) fueron diseñados para trabajar eficientemente en ese porcentaje, al 100% de la carga térmica.
- **Escenario pesimista:** para este caso el periodo de repago es en 8,08 años. A pesar de que esta configuración de equipos es la que menos ahorra potencia, la inversión se recupera antes de la depreciación de los equipos, que según el artículo 2 del decreto 3019 de 1989 del sistema Único de Información Normativa, la vida útil de los activos fijos

⁸ **REINERIS MONTERO, Laurencio.** Disminución del consumo energético en los circuitos secundarios de agua fría de la climatización centralizada en hoteles [En línea]. Tesis de máster. Instituto Superior Minero Metalúrgico, 2004. [Consultado 11 febrero 2020]. Disponible en: <http://ninive.ismm.edu.cu/handle/123456789/1497>

depreciables adquiridos a partir de 1989⁹ como maquinaria y equipos es de 10 años.

En la tabla 27 se muestra el tiempo de recuperación para cada escenario.

Tabla 27. Tiempo de recuperación de la inversión para los diferentes escenarios

TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN PARA LOS DIFERENTES ESCENARIOS						
Escenario realista						
	Años					
	2021	2022	2023	2024	2025	
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 33.487.610,50	\$ 35.045.082,97	\$ 36.602.555,45	\$ 38.160.027,92	\$ 39.717.500,40	
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	-\$ 268.000.000,00	-\$ 234.512.389,50	-\$ 199.467.306,53	-\$ 162.864.751,08	-\$ 124.704.723,16	-\$ 84.987.222,76
	Años					
	2026	2027	2028	2029	2030	2031
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 41.274.972,87	\$ 42.832.445,35	\$ 44.389.917,83	\$ 45.947.390,30	\$ 47.504.862,78	\$ 49.062.335,25
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	-\$ 43.712.249,89	-\$ 879.804,54	\$ 43.510.113,29	\$ 89.457.503,59	\$ 136.962.366,37	\$ 186.024.701,62
	Años					
	2032	2033	2034	2035	2036	2037
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 50.619.807,73	\$ 52.177.280,21	\$ 53.734.752,68	\$ 55.292.225,16	\$ 56.849.697,63	\$ 58.407.170,11
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$ 236.644.509,35	\$ 288.821.789,56	\$ 342.556.542,24	\$ 397.848.767,40	\$ 454.698.465,03	\$ 513.105.635,14
Periodo de repago	7,02 La inversión se recupera en 7,02 años					
Escenario optimista						
	Años					
	2021	2022	2023	2024	2025	
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 66.517.028,47	\$ 69.610.663,38	\$ 72.704.298,29	\$ 75.797.933,21	\$ 78.891.568,12	
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	-\$ 268.000.000,00	-\$ 201.482.971,53	-\$ 131.872.308,15	-\$ 59.168.009,86	\$ 16.629.923,35	\$ 95.521.491,47
	Años					
	2026	2027	2028	2029	2030	2031
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 81.985.203,04	\$ 85.078.837,95	\$ 88.172.472,86	\$ 91.266.107,78	\$ 94.359.742,69	\$ 97.453.377,60
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$ 177.506.694,51	\$ 262.585.532,46	\$ 350.758.005,32	\$ 442.024.113,10	\$ 536.383.855,79	\$ 633.837.233,39
	Años					
	2032	2033	2034	2035	2036	2037
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 100.547.012,52	\$ 103.640.647,43	\$ 106.734.282,35	\$ 109.827.917,26	\$ 112.921.552,17	\$ 116.015.187,09
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$ 734.384.245,91	\$ 838.024.893,34	\$ 944.759.175,69	\$ 1.054.587.092,95	\$ 1.167.508.645,12	\$ 1.283.523.832,21
Periodo de repago	3,78 La inversión se recupera en 3,78 años					

⁹ COLOMBIA. MINISTERIO DE JUSTICIA. Decreto 3019 (26, diciembre, 1989). Por el cual se modifica el Decreto 1649 de 1976 y se reglamenta parcialmente El Estatuto Tributario de los impuestos administrados por la Dirección General de Impuestos Nacionales. 12 p.

Escenario pesimista						
	Años					
	2021	2022	2023	2024	2025	
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 28.488.697,09	\$ 29.813.675,52	\$ 31.138.653,95	\$ 32.463.632,38	\$ 33.788.610,81	
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	-\$ 268.000.000,00	-\$ 239.511.302,91	-\$ 209.697.627,39	-\$ 178.558.973,45	-\$ 146.095.341,07	-\$ 112.306.730,26
	Años					
	2026	2027	2028	2029	2030	2031
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 35.113.589,24	\$ 36.438.567,67	\$ 37.763.546,10	\$ 39.088.524,53	\$ 40.413.502,96	\$ 41.738.481,39
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	-\$ 77.193.141,02	-\$ 40.754.573,35	-\$ 2.991.027,26	\$ 36.097.497,27	\$ 76.511.000,23	\$ 118.249.481,62
	Años					
	2032	2033	2034	2035	2036	2037
INGRESO ANUAL ESTIMADO	\$ 43.063.459,82	\$ 44.388.438,25	\$ 45.713.416,68	\$ 47.038.395,11	\$ 48.363.373,54	\$ 49.688.351,97
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	\$ 161.312.941,44	\$ 205.701.379,69	\$ 251.414.796,37	\$ 298.453.191,48	\$ 346.816.565,02	\$ 396.504.916,99
Periodo de repago	8,08	La inversión se recupera en 8,08 años				

En general, después de haber realizado el estudio de la viabilidad técnica y financiera, se evidenció que el proyecto es viable, puesto que cumple con los requerimientos de ingeniería establecidos anteriormente, y a su vez es sostenible económicamente. A continuación, se presenta los resultados más importantes:

- El rango de ahorro está entre 5 KW y 35 KW de potencia eléctrica aproximadamente, dependiendo de la carga térmica.
- La capacidad de enfriamiento sobrante, tomando como punto de referencia que la carga térmica total siempre sea la máxima es:

$$C_{Sobra} = 463.88 \text{ KW} = 131.9 \text{ TR}$$

- Para un escenario realista el tiempo de recuperación de la inversión es aproximadamente en 7 años.

7. CONCLUSIONES

Una vez finalizada la investigación, se presentan a continuación los resultados más importantes que permiten evaluar el proyecto.

- Las cargas térmicas de los edificios que harán parte de la red de distribución de agua fría de la universidad son:
 $Q_M=338,99$ KW (96,39 TR)
 $Q_H=651,03$ KW (185,12 TR)
Estas cargas térmicas se evaluaron para las condiciones más críticas.
- Se estableció una alternativa de diseño del sistema de distribución de agua fría, este diseño consta de una red de tuberías de retorno y suministro de agua fría, dos bombas de naturaleza variable, válvulas de control de caudal y de seguridad, entre otros; se decidió realizar una configuración con válvulas de tres vías, con el propósito de obtener un ahorro en válvulas y bombas. El sistema de distribución deberá bajar por el espacio de ductos dentro del edificio, deberá ser enterrado en el trayecto horizontal que conecta los dos edificios.
- La viabilidad técnica queda definida al saber que, trabajando con el sistema de distribución de agua fría se puede obtener algún ahorro energético, bajo las condiciones técnicas de operación correspondientes. Se demostró que el proyecto es viable técnicamente, con rango de ahorro de potencia que va desde los 5 KW hasta los 35KW, dependiendo del valor de la carga térmica en la operación. Los porcentajes son una forma más diciente de presentar resultados, en este caso el rango de potencia de ahorro en porcentajes es desde el 5% hasta el 35%, este es el porcentaje de potencia que se ahorra con el sistema de distribución respecto a la operación de los dos sistemas por separado.
- Sabiendo que los dos sistemas HVAC instalados cubren la totalidad de la demanda en los dos edificios y aun para las condiciones más críticas de operación la capacidad de enfriamiento es mayor, la capacidad de

enfriamiento sobrante total que se puede suministrar a otro edificio que así lo requiera es de $C_{Sobra} = 463.88 \text{ KW}$.

- Según los resultados obtenidos en el escenario realista (tiempo de repago es de aproximadamente en 7 años), se concluye que el proyecto es viable financieramente, puesto que el tiempo de recuperación es corto considerando el tiempo de depreciación de los equipos del sistema propuesto, que para el caso de los equipos usados en el diseño del sistema propuesto es de 10 años.
- Se puede observar que en todos los escenarios planteados la inversión se recupera y que con la implementación del sistema los años siguientes al de repago se tendrá un ahorro significativo de energía, impactando positivamente en las cuentas por pagar de la universidad y consecuentemente en el medioambiente.

BIBLIOGRAFÍA

ADHAC Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío. Guía integral de desarrollo de proyectos de redes de calor y frío [En línea]. Institut català d'Energia. (abril del 2011). Disponible en: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_20110502_Guia_Basica_Redde_de_Calor_y_de_Frio_ES_5e18b14a.pdf.

----- . Guía básica de redes de distrito de calor y de frío [En línea]. Institut català d'Energia. (abril del 2011). Disponible en: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_20110502_Guia_Basica_Redde_de_Calor_y_de_Frio_ES_5e18b14a.pdf.

ALCALDE, Alberto Martín. Estudio y simulación de un edificio con Energy Plus [En línea]. España, Universitat Rovira I Virgili, 2010. Disponible en: <http://deeea.urv.cat/public/PROPOSTES/pub/pdf/1626pub.pdf>.

ASHRAE Journal. EnergyPlus: Energy Simulation Program. Disponible en: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.122.6852&rep=rep1&type=pdf>.

Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR). Guía técnica de procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios [En línea]. Disponible en el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización”. 2008. Disponible en: <https://www.idae.es/publicaciones/guia-tecnica-procedimientos-y-aspectos-de-la-simulacion-de-instalaciones-termicas-en-edificios>.

BRICEÑO Maldonado, Richard Manuel. Estudio y simulación energética del edificio de la FIEC con Energy Plus [En línea]. Ecuador, Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), 2013. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP). Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/21706>.

CARNERO, Pablo. Análisis y estudio de la simulación energética de edificios residenciales con programas reconocidos [En línea], Trabajo de Fin de Máster. España, Universitat Politècnica de València, 2018. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10251/108970>.

Celsia. Distrito térmico. Disponible en: <https://www.celsia.com/es/distrito-termico>

ÇENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa: fundamentos y aplicaciones. 4 ed. Editorial: McGraw-Hill, 2011. ISBN: 9786071505408.

CIRCUTOR, SA. ¿Qué es el factor de potencia? [En línea]. Disponible en: <http://circuitor.es/es/formacion/energia-reactiva/que-es-el-factor-de-potencia>.

COLOMBIA. MINISTERIO DE JUSTICIA. Decreto 3019 (26, diciembre, 1989). Por el cual se modifica el Decreto 1649 de 1976 y se reglamenta parcialmente El Estatuto Tributario de los impuestos administrados por la Dirección General de Impuestos Nacionales. 12 p.

CRAWLEY, Drury B. et al. EnergyPlus: New capabilities in a whole-building energy simulation program [En línea]. Disponible en internet: http://www.inive.org/members_area/medias/pdf/inive/ibpsa/ufsc406.pdf.

Danfoss. Disponible en internet: <https://www.danfoss.com/es-es/products/stations-and-domestic-hot-water/dhs/substations/indirect-heating-systems/#tab-overview>.

DAY, Jerod C., et al. Laminar Natural Convection From Isothermal Vertical Cylinders: Revisiting a Classical Subject. *Journal of heat transfer*. 2013, vol. 135, nro. 2. pp. 022505.

DISTRICLIMA. Guía técnica del Usuario, Descripción de subestaciones y recomendaciones para el diseño de Circuitos Interiores [En línea]. (septiembre 2006). Disponible en: <https://bit.ly/2IMxBKp>

EnergyPlus. EnergyPlus. Disponible en internet: <https://energyplus.net/>.

FERNÁNDEZ, Francisco. Energy Plus 2. Simulación térmica en edificios. Conceptos básicos. Simulación y certificación energética [En línea]. Publicado:

08 marzo 2016. Disponible en internet:
<http://www.simulaciontermica.com/articulos/8-energy-plus/16-simulacion-termica-en-edificios-conceptos-basicos>.

GALVANY, Francisco. Metodología práctica para evaluar la viabilidad de redes de frío y calor urbanas integrando energía solar y biomasa en la España cálida [En línea], Tesis doctoral. España, Universitat Politècnica de València, 2015. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10251/61306>.

LÓPEZ, Jesús. Integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y de calor [En línea], Tesis doctoral. España, Universitat Rovira I Virgili, 2010. Disponible en: <https://www.tdx.cat/handle/10803/8500>.

NREL, ANL, LBNL, ORNL, PNNL. [OpenStudio. 2019]. Disponible en: <https://www.openstudio.net/>

OROZCO Alvarado y Duque J. Simulación Térmica de un Edificio con Fines de Ahorro Energético [En línea]. Ecuador, Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL). Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP), 2009. Disponible en: <http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/7969>.

ORTEGA Israel. Sistemas de Distribución para Redes de Calor y Frío [En línea]. [Revisado 7 junio 2019]. Disponible en: <https://bit.ly/2X9f1VL>.

REINERIS MONTERO, Laurencio. Disminución del consumo energético en los circuitos secundarios de agua fría de la climatización centralizada en hoteles [En línea]. Tesis de máster. Instituto Superior Minero Metalúrgico, 2004. [Consultado 11 febrero 2020]. Disponible en: <http://ninive.ismm.edu.cu/handle/123456789/1497>

RESTREPO, Luis. Estudio de la viabilidad técnica y financiera del proyecto de compra y operación de un sistema de distrito frío para proporcionar aire acondicionado en el recinto de convenciones de plaza mayor Medellín bajo las mismas o mejores condiciones del actual proveedor [En línea], Trabajo de grado (Especialista en Formulación y Evaluación de Proyectos Públicos y Privado).

Medellín, Universidad de Medellín, 2011. Disponible en:
<https://repository.udem.edu.co/handle/11407/248?locale-attribute=en>.

SAPPAG, Nassir. Cálculo y análisis de la viabilidad económica. En: Evaluación De Proyectos De Inversión En La Empresa. 2 ed. Argentina: PEARSON EDUCATION, 2004.p. 230.

UPONOR. Sistemas de distribución para Redes de Calor y Frío. Disponible en:
<https://bit.ly/2X9f1VL>.

-----Guía de microrredes de distrito de calor y frío [En línea]. Disponible en:
<https://www.uponor.es/-/media/country-specific/.../guia-microrredes-de-distrito.pdf>.