

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DESARROLLO DE
PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO CON CHILLER CONDENSADO POR
AIRE.**

**SAMIR ALEXANDER CANO SALCEDO.
INGENIERO MECANICO**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2018**

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN METODOLOGICA PARA EL DESARROLLO DE
PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO CON CHILLER CONDENSADO POR
AIRE.**

**SAMIR ALEXANDER CANO SALCEDO.
INGENIERO MECANICO**

Trabajo de Grado para Optar al Título de
Máster en Ingeniería Mecánica.

DIRECTOR.

IVAN TOVAR OSPINO, PhD.

Profesor Tiempo Completo del Programa de Ingeniería Mecánica de la
Universidad Autónoma del Caribe

CODIRECTOR.

JOSE SOLANO PEREZ, M.Sc.

Profesor catedrático del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad
Autónoma del Caribe.

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BARRANQUILLA
2018**

Nota de Aceptación:

Trabajo aprobado por el Comité de Grado en Cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma Del Caribe para optar el título de Magister en Ingeniero Mecánica.

Jurado.

Jurado

BARRANQUILLA, FECHA

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, le doy gracias a Dios por brindarme la oportunidad de adquirir la capacidad para desarrollar exitosamente el estudio de posgrado en ingeniería mecánica y culminar con resultados positivos este proyecto. De igual manera, agradezco a mis padres por todo el apoyo brindado durante los momentos difíciles, a mi novia y a su familia quienes han aportado mucho a que esto sea una realidad, a aquellos amigos que activamente han dejado como enseñanza que la unión hace la fuerza, a mis profesores por esa dedicación y exigencia que como resultado me han llevado a la excelencia, a los laboratorios y equipos suministrados por la Universidad Autónoma del Caribe, el apoyo constante de las empresas HIVER SAS, CLIMATIZAMOS SAS y K INGENIERIAS SAS, que sin sus aportes de tiempo y experiencia en el campo, este proyecto no hubiera sido posible. A los Ingenieros Iván Tovar y Jose Solano, quienes me apoyaron desde el primer momento en mi desarrollo como profesional aportando sus ideas y concepciones para que se dieran los resultados esperados en este proyecto. A todos gracias.

CONTENIDO

RESUMEN	13
1. INTRODUCCIÓN	15
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
3. JUSTIFICACIÓN	18
4. OBJETIVOS	20
4.1. Objetivo general	20
4.2. Objetivos específicos	20
5. MARCOS DE REFERENCIA	21
5.1. Estado del arte para el desarrollo de una guía metodológica para la gestión de proyectos de climatización con tecnología tipo Chiller condensado por aire.	21
5.2. Marco teórico	25
5.2.1. Unidad de enfriamiento tipo Chiller.	25
5.2.2. Tipos de condensación.	26
5.2.3. Componentes de Un Chiller condensado por aire.	28
5.2.4. Aplicaciones de sistemas tipo Chiller a nivel industrial.	31
6. METODOLOGIA	33
6.1. Tipo de investigación.	33
6.2. Diseño de la investigación	34
6.2.1. Descripción teóricamente de la metodología diseñada para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.	34
6.2.2. Desarrollo de metodología de diseño, selección y presupuesto para sistemas de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.	35
6.2.3. Implementación de la metodología diseñada bajo un estudio de caso.	35

7. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DESARROLLO DE PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO CON CHILLER CONDENSADO POR AIRE.	36
7.1. Descripción teóricamente la metodología diseñada para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.	37
7.1.1. Descripción teoría de cálculo carga térmica a través del método CLTD/CLF (Cooling Load Temperature Difference/ Cooling Load Factor).	37
7.1.2. Calculo y dimensionamiento de sistemas de bombeo y distribución de agua.	61
7.1.3. Calculo y dimensionamiento de sistemas de Ductos y distribución de aire.	68
7.1.4. Análisis de precio unitario y conformación de propuesta económica.	73
7.2. Desarrollo metodológico para el diseño, selección y presupuesto de sistemas de aire acondicionado con tecnología tipo Chiller condensado por aire.	74
7.2.1. Desarrollo metodológico de cálculo de carga térmica basado en el modelo CLTD (Cooling load temperature difference).	75
7.2.2. Diseño de sistemas de aire acondicionado tipo Chiller condensado por aire a través de la utilización de herramientas computacionales, incluye cálculo de sistema de distribución de agua, selección de bomba, configuración de unidades terminales manejadoras de aire y sistemas de control.	89
7.2.3. Desarrollo metodológico para el diseño del sistema de distribución de aire y selección de unidades terminales, incluye sistema de control.	98
7.2.4. Diseño de una hoja de cálculo para el análisis de precios unitarios y cálculo de cantidades de un sistema de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.	113
7.2.5. Resumen de la metodología desarrollada	117
8. RESULTADOS PARA LA APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DESARROLLADA.	119

8.1. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo de carga térmica a través del método CLTD, con asistencia del Software ELITE CHVAC.	119
Figura 44. Datos Históricos del Tiempo - Barranquilla	120
8.2. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo del sistema de distribución a agua, a través de Drifsight, Autocad MEP, Taco Hydronic System Solutions y Validado a través de una hoja de cálculo de Excel.	132
8.3. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo del sistema de distribución aire, a través de Drifsight, Autocad MEP y Ductsizer.	137
8.4. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para la selección de unidades terminales del sistema de distribución aire.	144
8.5. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el diseño del sistema de control del estudio de caso.	146
8.6. Resultado de la Implementación del análisis de precios unitarios en la elaboración de la oferta económica del estudio de caso.	148
9. CONCLUSIÓN	153
10. RECOMENDACIONES	155
11. BIBLIOGRAFÍA	156

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de techos sin Cielo Raso _____	38
Tabla 2. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de techos con Cielo R _____	39
Tabla 3. Corrección de latitud y mes aplicados a muros y techos, latitud Norte _____	40
Tabla 4. Descripción del Grupo de Construcción de Pared o Muro. _____	42
Tabla 5. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de Paredes y Muros. _____	43
Tabla 6. Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento por conducción a través del vidrio _____	45
Tabla 7. Factor Máximo de ganancia de calor Solar, $Btu/h.Ft^2$. Latitud Norte _____	46
Tabla 8. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio sin sombreado interior, Latitud Norte _____	50
Tabla 9. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio sin sombreado interior, con alfombrado interior en piso, Latitud Norte. _____	52
Tabla 10. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio con sombreado interior. Todas las construcciones, Latitud Norte. _____	52
Tabla 11. Coeficiente de Sombra para diferentes tipos de vidrios. _____	53
Tabla 12. Tasa de Ganancia de calor sensible y latente de los ocupantes. _____	56
Tabla 13. Factor de carga por factor sensible de las personas. _____	57
Tabla 14. Valores de diseño del factor a. _____	58
Tabla 15. Valores de diseño del factor b. _____	59
Tabla 16. Factor de Carga de enfriamiento por iluminación en función del factor a y b. _____	59
Tabla 17. Tasa de Infiltración de aire para diferentes construcciones en función de la temperatura externa de diseño. _____	61
Tabla 18. Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías [34] _____	62
Tabla 19. Velocidades recomendadas por normas sanitarias para el diseño de sistema de distribución de aire. (Ft/m m/s) _____	70
Tabla 20. dimensión equivalente del ducto en forma rectangular. _____	71
Tabla 21. Puntos de monitoreo recomendados por el Standard 147 de la ASHRAE _____	96
Tabla 22. Factores de ruido y Velocidades recomendadas por la RITE _____	103
Tabla 23. Criterios de Ruido y Velocidades recomendadas en cuello de difusores de techo de 1, 2, 3 y 4 vías. [54] _____	105
Tabla 24. Selección de unidad difusora de aire de 1 vía. [54] _____	106
Tabla 25. Selección de unidad difusora de aire de 4 vías. [54] _____	107
Tabla 26. Selección de unidad difusora de aire tipo Pared. [54] _____	109
Tabla 27. Velocidades recomendadas para la selección de rejillas de retorno. [54] _____	111
Tabla 28. Selección de Rejilla de Aire de Retorno. [54] _____	112
Tabla 29. Variables económicas para el desarrollo del presupuesto final. _____	117
Tabla 30. Datos de temperatura y humedad relativa para los diferentes meses utilizados en el cálculo de carga térmica. _____	124

Tabla 31. Materiales de construcción de la edificación, estudio de caso. _____	125
Tabla 32. Ganancia de calor sensible, latente y total de la edificación. [43] _____	125
Tabla 33. Cálculo de caída de presión en Tuberías- Perdidas primarias para el estudio de caso. _____	135
Tabla 34. Perdidas secundarias por codos y tees para el estudio de caso. _____	135
Tabla 35 Perdidas secundarias por Reducciones para el estudio de caso. _____	135
Tabla 36. Perdidas secundarias por válvulas mecánicas y válvulas de control para el estudio de caso. _____	136
Tabla 37. Caída de presión por equipos-Extraída de catálogo de equipos Trane _____	136
Tabla 38. Datos de diseño y dimensionamiento de Ductos con software Ductsizer McQuay para la zona de ventas del caso de estudio. _____	138
Tabla 39. Datos de diseño y dimensionamiento de Ductos con software Ductsizer McQuay para la zona de Oficinas del caso de estudio. _____	140
Tabla 40. Calculo de cantidades de ductería en m^2 para Lamina de Fibra de Vidrio y en Kg para Lámina Galvanizada para la zona de ventas del caso de estudio. _____	142
Tabla 41. Resumen de cantidades de Lamina de acero, Aislamiento térmico y Lamina de fibra de vidrio. Zona de Ventas del caso de estudio. _____	143
Tabla 42. Calculo de cantidades de ductería en m^2 para Lamina de Fibra de Vidrio y en Kg para Lámina Galvanizada, zona de Oficinas del caso de estudio. _____	143
Tabla 43. Selección de difusores de suministro de acuerdo a parámetros de diseño. _____	144
Tabla 44. Selección de Rejillas de Retorno de acuerdo a parámetros de diseño. _____	145
Tabla 45. Variables de la Oferta Económica. _____	150

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Consumo en aire acondicionado por Grupo CIU y tecnología [2]. _____	15
Figura 2. Comparación de los métodos de calculo de carga de enfriamiento para una edificación- estudio de caso. _____	24
Figura 3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor [14] _____	25
Figura 4. Detalles típicos de un Chiller enfriado por Agua. [16] _____	26
Figura 5. Detalles típicos de un Chiller enfriado por aire. [16] _____	27
Figura 6. Esquema de un evaporador de tubo y carcasa Inundado. _____	30
Figura 7. Esquema de un evaporador de tubo y carcasa con expansión directa. _____	30
Figura 8. Distribución de la energía en el sector terciario. _____	32
Figura 9. Diagrama de Moody. [36] _____	64
Figura 10. Sistema de distribución de agua con tuberías en paralelo. (Propia) _____	65
Figura 11. Nomograma de pérdidas de carga secundaria de la firma Gould Pumps U.S.A. _____	67
Figura 12. Tipos de ductos de Aire. _____	68
Figura 13. Dimensionamiento de ducto para sección circular con base en el factor de caída de presión y los CFM requeridos. _____	70
Figura 14. Esquema general de elaboración de un presupuesto de obra. [39] _____	73
Figura 15. Ventana Principal, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	76
Figura 16. Elementos básicos de la ventana principal, ELITE CHVAC versión 7.01.269. _____	77
Figura 17. Ventana General Project Data, ELITE CHVAC version 7.01.269 _____	78
Figura 18. Design of General Project Data, ELITE CHVAC version 7.01.269 _____	78
Figura 19 Selección de calor sensible y latente para personas. ELITE CHVAC versión 7.01.269_	80
Figura 20. More Design, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	81
Figura 21. Venta de Perfiles De Operación, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	82
Figura 22. Condiciones de diseño internas y externas del aire, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _	83
Figura 23. Ventana Master Data, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	84
Figura 24. Ventana Air Handler Data- Infil & Vent, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	85
Figura 25. Ventana Zone Data, ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	86
Figura 26. Ventana de Propiedades de Default Project, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	90
Figura 27. Ventana Principal Hydronic Pipe, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	91
Figura 28. Esquema de Valvulas en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	93
Figura 29. Esquema de Chillers en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	93
Figura 30. Esquema de Bombas en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	94
Figura 31. Esquema Unidades Manejadoras de Aire en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	95
Figura 32. Esquema Básico de un sistema primario con Chiller condensado por aire. [47] _____	97
Figura 33. Interface de trabajo, Design Tools Ductsizer version 6.4, By McQuay International. _____	99

Figura 34. Dimensionamiento de Ducto Rectangular caso 1, Design Tools Ductsizer versión 6.4, By McQuay International. _____	100
Figura 35. Dimensionamiento de Ducto Rectangular caso 2, Design Tools Ductsizer version 6.4, By McQuay International. _____	101
Figura 36. Difusores rectangulares de 1, 2, 3 y 4 vías. [54] _____	104
Figura 37. Difusor Seleccionado bajo las condiciones dadas en el Ejemplo. _____	108
Figura 38. Rejillas de Suministro de Aire tipo Pared Con Damper de Balanceo. _____	110
Figura 39. Esquema Rejilla de Retorno LRA [54] _____	113
Figura 40. Formulario Base de Cantidades o Métricos. (Propio) _____	114
Figura 41. Formato Desarrollado de Análisis de Precios Unitarios. Implementado en Industrias De Refrigeración Hiver SAS. _____	115
Figura 42. Programación de variables APU _____	116
Figura 43. Esquema de la configuración de la Edificación para el estudio de caso. _____	119
Figura 44. Datos Históricos del Tiempo - Barranquilla _____	120
Figura 45. Promedio Multianual de la Humedad Relativa para la ciudad de Barranquilla [56] ____	120
Figura 46. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de mayo. [57] _____	121
Figura 47. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de junio. [57] _____	122
Figura 48. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de Julio. [57] _____	122
Figura 49. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de agosto. [57] _____	123
Figura 50. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de septiembre. [57] _____	123
Figura 51. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de octubre. [57] _____	124
Figura 52. Comparación de la carga térmica total para le edificación en los meses críticos del año, para la ciudad de Barranquilla. _____	126
Figura 53. Comportamiento de la carga térmica sensible y latente en un día típico del mes de septiembre para el caso de estudio. _____	126
Figura 54. Comportamiento de la carga térmica total para un día típico del mes de septiembre. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	127
Figura 55. Perfil de operación de diseño para el estudio de caso. _____	128
Figura 56. Grafica de distribución de carga térmica. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	128
Figura 57. Distribución de la carga Térmica por zonas. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	129
Figura 58. Carga Térmica de la edificación, teniendo en cuenta la implementación de cielo raso en la zona. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269 _____	131
Figura 59. Esquematación de sistema tipo Chiller, Obtenido de Autocad MEP 2017. _____	132
Figura 60. Simulación de configuración del sistema en estudio. Obtenido de Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	133
Figura 61. Trayectoria con mayor caída de presión para selección del punto de operación de la bomba. Obtenido de Taco Hydronic System Solutions 9.0.1 _____	134
Figura 62. Diseño CAD de sistema de distribución de aire, Sala de ventas, caso de estudio. ____	137

Figura 63. Comportamiento de la velocidad del aire dentro del conducto de distribución de aire, Sala de ventas. _____	138
Figura 64. Diseño CAD de sistema de distribución de aire, Oficinas, caso de estudio. _____	139
Figura 65. Comportamiento de la velocidad del aire dentro del conducto de distribución de aire, oficinas. _____	141
Figura 66. Esquema eléctrico del dispositivo de mando del sistema de control. [61] _____	146
Figura 67. Programador horario para encendido y apagado del sistema. _____	147
Figura 68. Análisis de Precio Unitario para el ducto en lámina de fibra de vidrio Doble Foil, Formato HIVER SAS. _____	149
Figura 69. Propuesta Económica Final -Estudio de caso _____	150

RESUMEN

A través de este proyecto, se presenta una metodología detallada para el desarrollo de proyectos de ingeniería, asociados con sistemas de aire acondicionado con tecnología tipo Chiller con condensación por aire, estableciendo las bases teóricas y principios físicos que rigen los métodos de diseño y selección de cada uno de los componentes que hacen parte del sistema. Esta metodología se enfocó en la búsqueda de una manera práctica y programada de realizar cada cálculo a través de la ayuda de herramientas computacionales y programas de diseño. Para el cálculo de carga térmica de enfriamiento se utilizó el método CLTD apoyado en el software Elite CHVAC. El dimensionamiento de los conductos de aire se ejecutó a través de la herramienta computacional DuctSizer, con base en el método de caída de presión constante. Para el cálculo de metrados de ductería se desarrolló una hoja de cálculo que permitió realizar el desarrollo del ducto y definir las cantidades en m^2 de lámina, necesaria para la fabricación de la ductería. Las unidades terminales del sistema de distribución de aire se seleccionaron de acuerdo al catálogo de Laminaire y bajo los criterios de velocidad permitida en el cuello y condiciones de nivel de ruido.

Para el dimensionamiento de la tubería y cálculo de caída de presión del sistema de bombeo se hizo uso del programa HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1, y se validó a través de una hoja de cálculo programada en Excel bajo todas las bases teóricas de pérdidas primarias y secundaria, teniendo en cuenta el estudio de caso propuesto para la aplicación de la metodología.

El sistema de control establecido en la metodología se considera básico, teniendo en cuenta que permite realizar el control del sistema pero que se limita en condiciones energéticas más óptimas.

La metodología, además, ofrece los criterios básicos para el análisis de precios unitarios y formulación de la propuesta económica. Se establecen los conceptos de costos directos para la elaboración del presupuesto de una obra, entregando como resultado una hoja de cálculo para el análisis de precio unitario y un formato de cantidades y propuesta económica final.

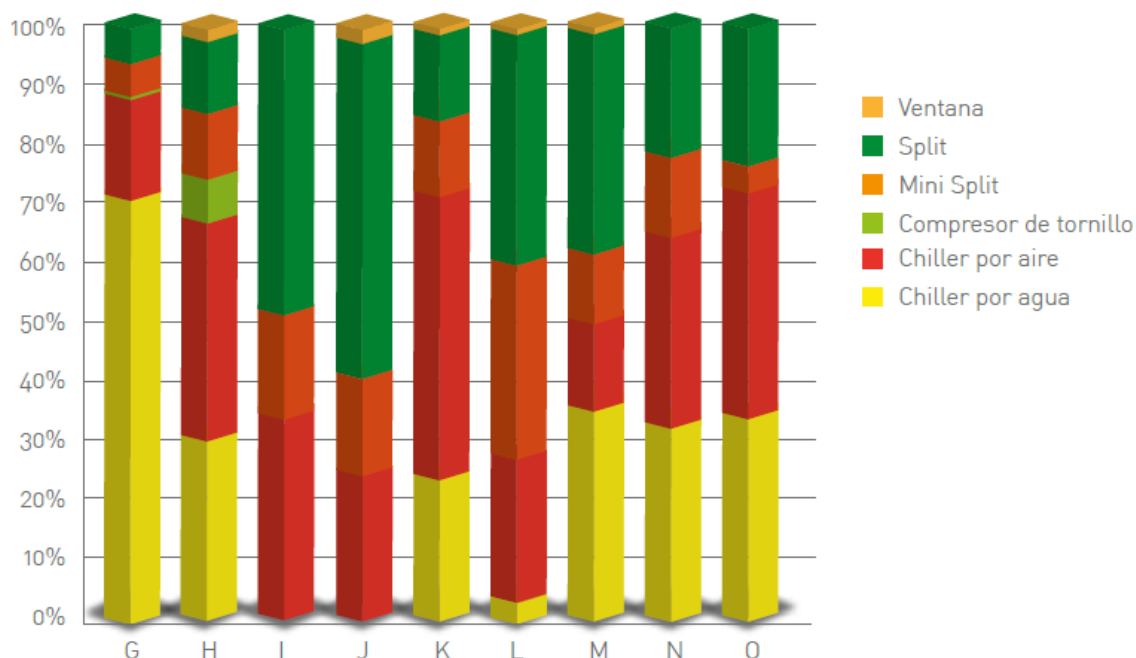
Toda la metodología es aplicada a un estudio de caso para el sector terciario, teniendo en cuenta la fase de diseño, cálculo de cantidades y oferta final con base en el análisis de precios unitarios. Los resultados entregados demuestran que la metodología desarrollada cumple con los criterios básicos para el desarrollo de proyectos de sistemas de aire acondicionado y que además podría ser un pilar para los ingenieros que se desarrollan en el ámbito de proyecto de sistemas HVAC y para aquellos que desean iniciar en el campo que involucra estos sistemas térmicos.

Palabras claves: Metodología, Chiller condensado por aire, gestión de proyectos de climatización.

1. INTRODUCCIÓN

Aproximadamente el 36.7% de la energía consumida en el sector terciario se debe a los procesos de acondicionamiento de aire o cargas de frío [1]. Ahora bien, en cuanto a la clasificación del uso de tecnología en las diferentes actividades económicas, es posible notar en que los Chillers condensados por aire y por agua son los más implementados para adquirir las condiciones de aire requeridas.

Figura 1. Consumo en aire acondicionado por Grupo CIIU y tecnología [2].



El incremento evidenciado coloca de cara un reto para las industrias de refrigeración y aire acondicionado, quienes buscan a través de los ingenieros de proyectos de climatización, el aporte de conocimiento y la manera más adecuada para obtener resultados óptimos en desarrollo de proyectos de aire acondicionado con sistemas tipo Chiller.

Los problemas más comunes a los que se enfrenta un ingeniero de diseño de proyectos de climatización, están basados en la precisión de los cálculos para dimensionar los sistemas. No poseen herramientas integrales que permitan obtener de manera completa todos los subsistemas que hacen parte de un sistema de climatización. En algunos casos, pueden incurrir en sobredimensionamiento de los equipos, impactando a su vez en el consumo

energético del sistema de climatización. Según la revista ESPACIOS en el artículo “Evaluación energética del sistema bombeo de un esquema de climatización con enfriadoras de agua para un edificio educativo utilizando simulación dinámica” [3] el autor concluye que con un dimensionamiento óptimo, es posible una reducción del 3,1 % de la demanda anual de energía de un edificio educativo, logrando minimizar el consumo energético y el costo operacional para un año típico de operación.

Si bien es cierto, existen normativas tanto técnicas como de diseño que permiten obtener una guía para los calculistas de sistemas de climatización. Sin embargo, no existe una metodología completa que defina todos los subsistemas y muestre un paso a paso para el dimensionamiento de sistemas tipo Chiller.

Este proyecto tiene como objetivo principal, diseñar una metodología tanto conceptual como analítica, asistida por software de diseño y dimensionamiento, que permita fortalecer el desarrollo de proyectos de ingeniería relacionados con Chiller con condensación por aire para aplicaciones de aire acondicionado, recolectando los métodos más utilizados para el dimensionamiento de cada subsistema y trazando una trayectoria de diseño y presupuesto.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Teniendo en cuenta las condiciones actuales del medio ambiente y la reducción en los consumos primarios energéticos, se busca enfatizar en mejoras tecnológicas y operacionales en los equipos de climatización, que permitan hacer uso racional de la energía, lo que se traduce en disminución de los residuos sin afectar el nivel de producción de bienes o servicios. El mercado de proyectos HVAC ha ido incrementando, se prevé que crecerá a una tasa anual compuesta (CAGR) alrededor del 6.71 % [4]. De acuerdo con el informe del mercado de servicios de HVAC, uno de los principales impulsores de este mercado es el aumento de la actividad de la construcción. Como la demanda de equipos de HVAC aumenta, la demanda de servicios para diseñarlos, seleccionarlos, implementarlos y mantenerlos también [5]. Las innovaciones en el diseño de edificios y el mayor enfoque en la eficiencia energética han creado una oportunidad para que los ingenieros de servicios de HVAC aumenten su posición en el mercado. El problema principal consiste en que técnicamente en la industria se están sobredimensionando en gran medida los sistemas de climatización, generando problemas de sobre costo, consumo excesivo de energía, impacto medio ambiental y altas tasas de emisión de CO₂. Aunque existen diversas literaturas y normas que sirven de guía para el diseño de estos sistemas, no existe una guía metodológica aplicada, que le permita a los ingenieros de proyectos de climatización obtener los resultados requeridos y optimizar los tiempos de trabajo a través del uso de programas de diseño de estos sistemas.

Este trabajo permitirá a los ingenieros que se desarrolla en el campo de climatización, tener una referencia para diseñar, seleccionar y ofertar tecnologías de aire acondicionado que involucren sistemas con Chiller condensado por aire.

Además, funcionará como una alternativa estratégica para empresas que se desenvuelven en el sector de HVAC en cuanto a la optimización de los tiempos de trabajos en el diseño de sistemas de agua helada, trazando una pauta metodológica para obtener resultados confiables.

3. JUSTIFICACIÓN

La gestión de proyectos para la mejora de sistemas energéticos, en busca de niveles altos de eficiencia constituye un campo indispensable para el desarrollo de nuevas ideas tecnológicas o herramientas que ayuden a optimizar de manera correcta los procesos relacionados con diseño, cálculo de cantidades de obra, costos unitarios y presupuestos, mejorando así factores técnicos que permitirán hacer uso racional de la energía a través de soluciones sostenibles, impactando de manera positiva al medio ambiente y consecuentemente disminuyendo las emisiones de CO₂.

Normativas vigentes que parametrizan los conceptos básicos de diseño, selección y dimensionamientos de sistemas HVAC, como lo es la ASHRAE y algunos estándares del SMACNA para el dimensionamiento de ductos en diferentes materiales, son vitales para el desarrollo de proyectos de ingeniería relacionados con el campo de la climatización, convirtiéndose así en el factor más importante para los ingenieros que desarrollan este tipo de tecnología. Ahora bien, a pesar de tener una fuente conceptual en el campo y programas de diseño que permiten asistir en el dimensionamiento y selección de los equipos, es importante que se trace una metodología que agrupe la teoría y el uso de herramientas computacionales para el diseño, selección, dimensionamiento, cantidades y presupuesto para estos sistemas, permitiendo a los ingenieros que se desarrollan en este campo obtener a través de una serie de pasos y optimizando los tiempos de trabajo, el resultado final para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado, específicamente para la tecnología Chiller con condensación por aire.

La diversidad de los sistemas de climatización abarca tecnologías de alto impacto tanto a nivel energético, como a nivel económico. Una de las tecnologías más utilizadas a nivel de la generación de frío, consiste en la implementación de sistemas enfriamiento de agua conocidos como Chillers [6], tal como se evidenció anteriormente en la Figura 1. A nivel terciario se destaca el Chiller condensado por aire, por las capacidades de enfriamiento y los bajos costos de mantenimiento y operación. [7] Por lo cual, el desarrollo de este proyecto, permitirá establecer una metodología que recopilará las bases teóricas, que rigen el diseño y costo para el desarrollo de proyectos de climatización, puntualmente con la tecnología Chiller con condensación por aire para la generación de frío, optimizando los tiempos de trabajo a través de la implementación de Softwares que ofrece el mercado actual y

el desarrollo de diferentes hojas de cálculo para optimizar el dimensionamiento del sistema y desarrollo de la propuesta económica con base en el análisis de precios unitarios.

Esta metodología constituirá un pilar para los ingenieros que se desarrollan en este campo y para aquellos que desean comenzar a implementar este tipo de soluciones.

4. OBJETIVOS

4.1. Objetivo general

Diseñar e implementar una guía metodológica para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con tecnología tipo Chiller condensado por aire.

4.2. Objetivos específicos

1. Describir teóricamente la metodología diseñada para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.
2. Desarrollar una guía metodológica de diseño, selección y presupuesto para sistemas de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.
3. Implementar la metodología diseñada bajo un estudio de caso, que permita la validación y el análisis de los resultados.

5. MARCOS DE REFERENCIA

5.1. Estado del arte para el desarrollo de una guía metodológica para la gestión de proyectos de climatización con tecnología tipo Chiller condensado por aire.

En esta etapa se busca realizar una recopilación de material de tipo científico centrado en la tecnología de climatización utilizando Chiller como alternativa para la generación de frío y sus aplicaciones en el sector industrial, el cual permitirá retroalimentar el proceso investigativo para el desarrollo de este proyecto.

Sundar Raj Thangavelu [8], estudió el ahorro de energía potencial en edificios comerciales a través de la optimización en la operación de una planta de frío con chillers. Encontró que la carga de refrigeración contribuye con el 45% del 60% del consumo total de energía en edificios comerciales y oficinas, especialmente en zonas tropicales. Además, concluyó que La operación de la planta enfriadora no es óptima en la mayoría de los edificios existentes, debido a que se opera en condiciones de diseño independientemente de la carga de enfriamiento o se optimiza localmente debido a la falta de comportamiento general previo de la planta enfriadora. En este estudio el autor propuso un modelo energético global de la planta enfriadora para capturar el comportamiento térmico de todos los sistemas y sus interacciones incluyendo el consumo de energía. Se propone una metodología de optimización de la energía para obtener decisiones de operación optimizadas para la planta enfriadora a intervalos regulares, basadas en la carga térmica del edificio y las condiciones climáticas. Los beneficios de la metodología de optimización energética propuesta se prueban utilizando problemas de estudio de caso que cubren diferentes configuraciones de plantas enfriadoras. El resultado de los estudios de caso confirmó que los ahorros de energía logrados a través de operaciones optimizadas son de hasta el 40% para plantas de refrigeración de tamaño moderado y alrededor del 20% para plantas con enfriadores pequeños, lo que reduce el costo de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero.

Zhaohui Liu y Hongwei Tan [9], a través de su investigación “Optimal Chiller Sequencing Control in an Office Building Considering the Variation of Chiller Maximum Cooling Capacity” concluyeron que, para sistemas de aire acondicionado con enfriadores múltiples, el control de la secuenciación es crucial

para lograr la eficiencia energética de operación mientras se mantiene el confort térmico interior en edificios comerciales. En este estudio, se propuso una estrategia óptima para mejorar el control de secuenciación del enfriador para una operación eficiente y confiable en energía. se estableció una simple correlación de la capacidad máxima de enfriamiento del enfriador para simplificar el proceso de cálculo. Para predecir con precisión la relación de carga parcial del enfriador (PLR), se presentaron curvas de rendimiento de carga de pieza más precisas, considerando el efecto de la capacidad máxima de enfriamiento del enfriado.

Ignacio R. Martín Domínguez y María Teresa Alarcón Herrera [10], realizaron un análisis de las metodologías desarrolladas por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) para el cálculo de las cargas térmicas en edificaciones por efecto de las condiciones climáticas, radiación solar, equipos, alumbrado y ocupantes.

Se describe el papel de la ASHRAE como organismo mundialmente reconocido, siendo la máxima autoridad en materia de normalización y organización del conocimiento y prácticas de ingeniería en su ramo.

Se describen las metodologías que a lo largo de las últimas 4 décadas se han desarrollado, utilizado, probado y finalmente abandonado o confirmado, para la estimación de las cargas térmicas en edificaciones. Se analizan sus fundamentos, características, rangos de aplicación y limitaciones de uso.

Se dan recomendaciones sobre la utilización de dichos métodos en nuestro país y sobre la pertinencia de la utilización de uno de ellos para la enseñanza a nivel universitario. Además, se analiza el hecho de que la Norma Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales, esté basada en un método de cálculo que ya no es recomendado por ASHRAE, sugiriendo la pertinencia de llevar a cabo una actualización a la Norma.

Ujjwal Kumar Sen, Rajesh Rana, Anil Punia [11], efectuaron un aporte para la India, reemplazando el método tradicional de cálculo de carga térmica de manera manual a través de una metodología ASHRAE CLTD y el software Elite CHVAC para optimizar los tiempos de trabajo y minimizar el porcentaje de error en los cálculos.

El resultado permitió comparar la aplicación del método CLTD de manera manual y a través del Software ELITE CHVAC para el cálculo de la carga de enfriamiento total de diferentes edificaciones. Se describió también en este artículo un paso a paso para el cálculo básico de carga térmica a través del software y finalmente se definió que el porcentaje de error es del 1.96% en comparación con los cálculos manuales. Sin embargo, el tiempo de trabajo es posible optimizarlo hasta en un 75%.

S. M Azfar Hashmi, Chanduri Rajendra Prasad, Syed Faheem, Syed Obaid Ur Rahman [12], en su aporte, estimaron el cálculo de carga térmica y dimensionamiento de ductos para edificaciones comerciales, argumentando que el uso de herramientas computacionales previamente validadas, ofrecen un margen de confiabilidad muy alta en los resultados de dimensionamiento para sistemas HVAC.

En su investigación utilizaron el método básico de cálculo de carga térmica por diferencia de temperaturas a través del software H.A.P versión 4.61.

Armas Valdés Juan C, Lapidó Rodríguez Margarita, Álvarez Guerra Mario A, Montelíer Hernández Sergio [13], hicieron un análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada, con el objetivo de reducir el consumo de energía eléctrica, exponiéndose las ventajas y desventajas en cada alternativa. En particular se aborda el análisis de la conexión de las enfriadoras en serie o en paralelo, así como la utilización de válvulas de dos o tres vías a la entrada del fan-coil en función de la variación del volumen de agua movido por las bombas o la operación a volumen constante. En su análisis lograron concluir que:

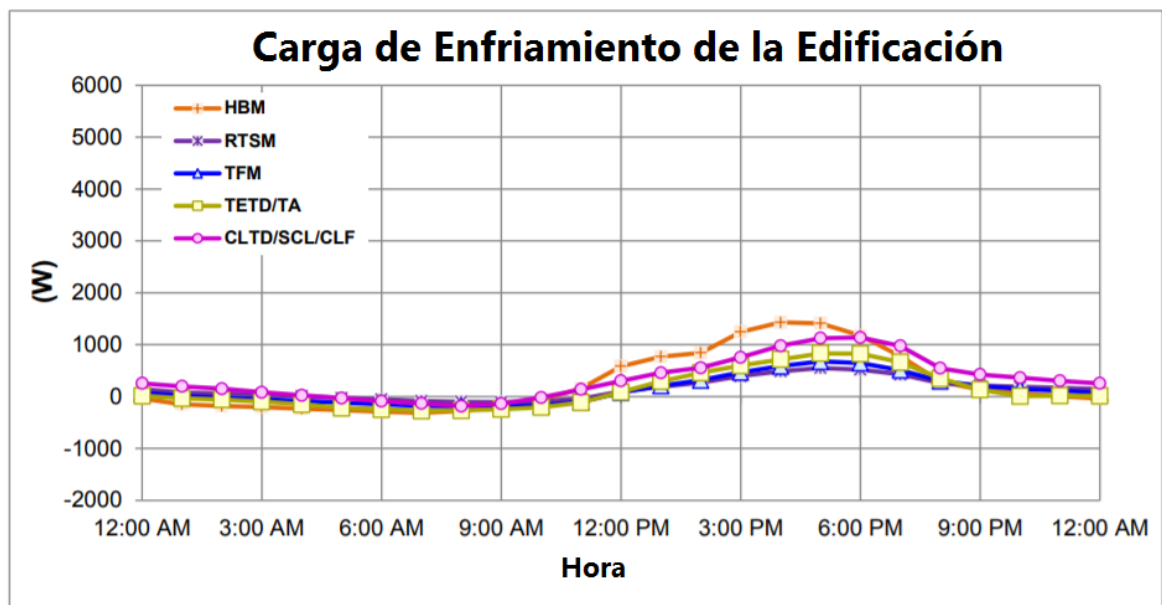
1. Los sistemas de climatización centralizados según el esquema de conexión de las unidades enfriadoras pueden clasificarse en serie o en paralelo. La conexión más idónea será en función de las condiciones a la que deberá operar el sistema.
2. Los sistemas de climatización centralizados con bombeo primario secundario con flujo variable y válvulas de dos vías se imponen ante los sistemas de volumen de agua constante a pesar de su coste inicial elevado, pues disminuyen notablemente los costos asociados a mantenimiento y a consumo de energía eléctrica, obteniendo periodos de recuperación de la inversión atractivos en alrededor de un año.
3. El uso de variadores de velocidad en las bombas de los sistemas centralizados de climatización por agua helada, se torna en una alternativa atractiva para el diseño de sistemas eficientes por los beneficios que reportan en cuanto al consumo energético dado a cargas parciales, con reducción hasta del 25% en el consumo energético.

Chunliu Mao [14], Realizó comparaciones válidas de los métodos de carga máxima de enfriamiento que se publicaron en el ASHRAE Handbook of Fundamentals, incluidos el Método de equilibrio de calor (HBM), el método de la serie de tiempo radiante (RTSM), el método de función de transferencia (TFM), el método de promedio de diferencia de temperatura / tiempo equivalente total

(TETD / TA), y el método de factor de carga de refrigeración / carga solar de enfriamiento / carga solar / CLTD / SCL / CLF). Además, propuso un nuevo procedimiento que podría adoptarse para actualizar las tablas SCL en el método CLTD / SCL / CLF, para hacer que los resultados sean más precisos. Para realizar las comparaciones del método de carga máxima de enfriamiento, se tomaron tres pasos. En primer lugar, se realizaron encuestas y entrevistas a profesionales de campo seleccionados después de obtener una aprobación IRB. Los resultados mostraron que el método CLTD / SCL / CLF era el método más popular utilizado por los ingenieros de diseño HVAC en el campo debido a la complejidad reducida de aplicar el método al tiempo que proporciona una precisión de predicción de carga de enfriamiento aceptable, en comparación con los otros métodos. Sin embargo se constató que el método más preciso para el análisis de carga térmica es el método de balance de calor.

Basándose en parte en los resultados de la encuesta y la entrevista, así como las comparaciones, se desarrollaron actualizaciones de las tablas SCL en el Método CLTD / SCL / CLF, que permitieron en este, mayor precisión, tomando como base el HBM. Las nuevas tablas SCL actualizadas se calcularon con base en el modelo de ganancia de calor de fenestración SHGC en lugar de los coeficientes de vidrio SC y DSA. Se proporcionaron tres ejemplos que mostraron el análisis mejorado con las tablas SCL actualizadas. Todos los resultados mostraron una estimación mejorada de la carga máxima de enfriamiento. A través de un estudio de caso implementó los diversos métodos, obteniendo los resultados mostrados en la siguiente figura.

Figura 2. Comparación de los métodos de calculo de carga de enfriamiento para una edificación- estudio de caso.



Tomando como base el método HBM, se puede observar que al ajustar la fenestración del método CLTD, este se comporta de una manera aceptable, generando el grado de confiabilidad necesario para su implementación.

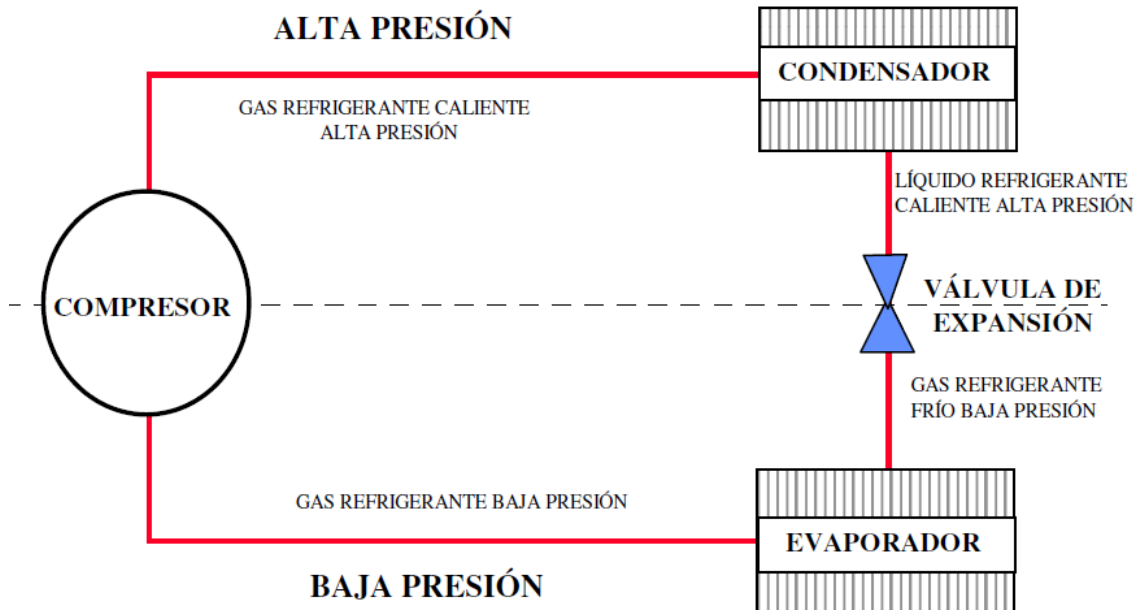
5.2. Marco teórico

En esta sección se plasma la teoría que sustenta los fundamentos y conceptos claves para el desarrollo de este proyecto.

5.2.1. Unidad de enfriamiento tipo Chiller.

Un Chiller es una combinación de componentes, regidos por un ciclo de refrigeración, que permiten enfriar una sustancia hasta temperaturas requeridas. Su utilización abarca desde la climatización hasta procesos industriales donde se requieran condiciones de temperaturas específicas. En la siguiente figura se puede observar el ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.

Figura 3. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor [15]



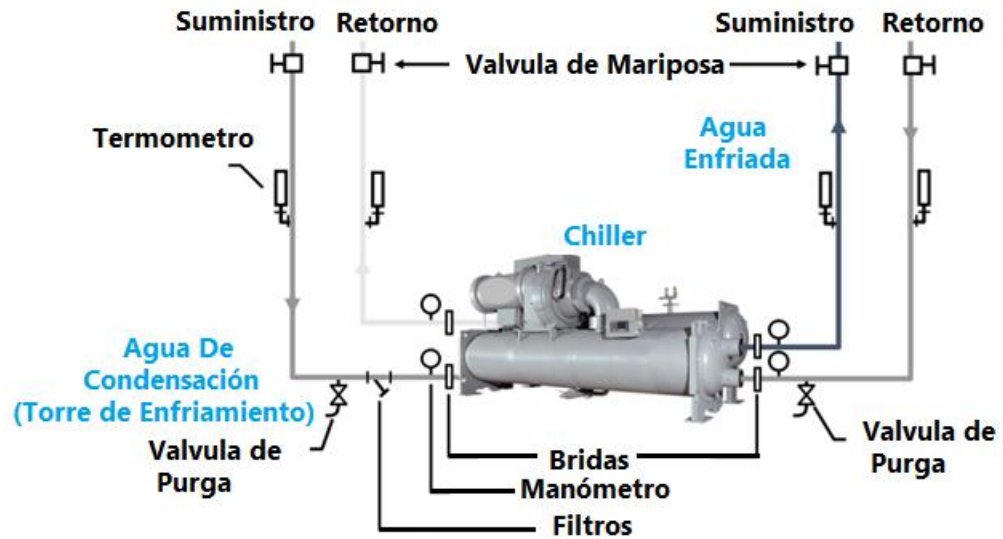
5.2.2. Tipos de condensación.

Los Chillers enfrían un fluido extrayéndole calor. La diferencia la hace, la forma en la que rechazan ese calor. De tal manera que en dependencia de la forma como se deshacen de ese calor se pueden clasificar en: Condensados por aire y condensados por agua.

- **Chiller condensado por agua:**

Los Chillers enfriados por agua son sistemas cuyo rechazo de calor del refrigerante en el condensador, se da a través de la implementación de un circuito alternativo de distribución de agua, acompañado de una torre de enfriamiento [16]. En la Figura 4, se observan los detalles de este sistema, donde es posible evidenciar dos circuitos de agua, motivo por el cual estos equipos son conocidos como Chiller agua- agua.

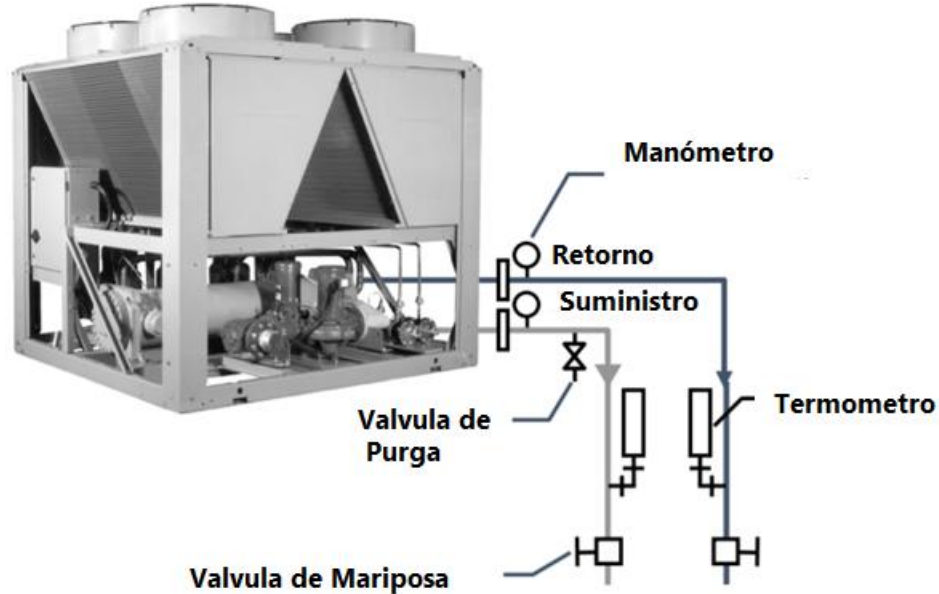
Figura 4. Detalles típicos de un Chiller enfriado por Agua. [17]



- **Chiller condensado por aire:**

Los Chillers enfriados por aire no usan agua condensada, ya que rechazan su calor al pasar aire ambiental a través de intercambiadores de calor de refrigerante a aire. En paquete enfriadores refrigerados por aire, los fabricantes mejoran el rendimiento al organizar ventiladores en respuesta a la carga de la enfriadora y a la temperatura de bulbo seco [6]. La Figura 5, muestra un esquema típico de un Chiller condensado por aire.

Figura 5. Detalles típicos de un Chiller enfriado por aire. [17]



5.2.3. Componentes de Un Chiller condensado por aire.

Los componentes básicos de un sistema de refrigeración líquida de compresión a vapor incluyen un compresor, un evaporador, un condensador, un dispositivo de expansión o de control de flujo del líquido refrigerante, y un centro de control [18]. Cada uno de estos componentes se describen a continuación:

5.2.3.1. Compresor.

Existen TRES tipos básicos de compresores utilizados en los Chillers, estos son:

- **Reciprocante:**

Un compresor reciprocante es una máquina de desplazamiento positivo. El principio de funcionamiento de este, consiste en un pistón que es impulsado a través de un pasador y una biela desde un cigüeñal, que a su vez es impulsado por un motor. A medida que el pistón se mueve hacia abajo, la succión resultante abre una válvula y permite que el refrigerante ingrese al cilindro. En la carrera ascendente, la presión aumentada cierra la válvula de succión. Cuando la presión

del cilindro excede la presión en la línea de descarga, la válvula de descarga se abre y el gas caliente se libera a la tubería de descarga. [19]

- **Rotativo:**

El compresor rotativo, de acuerdo a su patente, posee un rotor cilíndrico concéntricamente dispuesto en una carcasa cilíndrica, provisto de ranuras radiales que reciben pistones prismáticos o émbolos que se deslizan en las ranuras y son los elementos activos del compresor. Además, se caracteriza por el hecho de que la superficie interna del estator está definida por dos porciones, una porción correspondiente a la superficie exterior del rotor y que tiene sustancialmente el radio del rotor que gira contra ella apretadamente, mientras que la otra parte tiene un radio mayor y tiene su eje central desplazado con respecto al eje del rotor para proporcionar el movimiento radial de los pistones. [20]

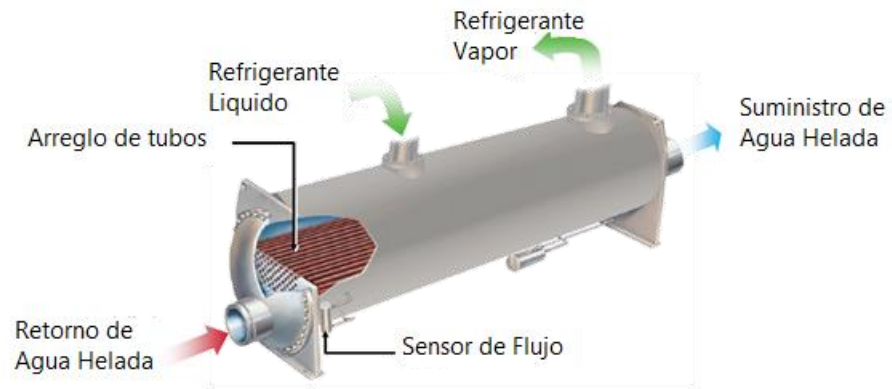
- **Centrifugo:**

Un compresor centrifugo consiste, en la transformación de la energía cinética del medio que fluye a alta velocidad desde el impulsor, para convertirse en energía de presión. [21] [22]

5.2.3.2. Evaporador:

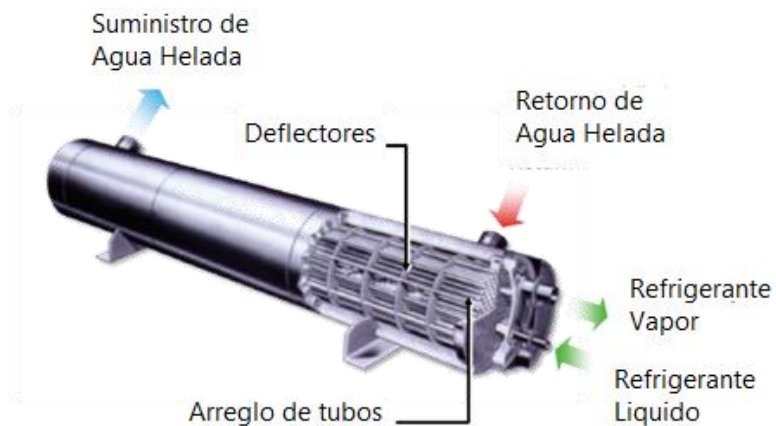
La sección del evaporador de un enfriador de agua es una carcasa y tubo, donde el intercambio de calor se da entre dos sustancias, refrigerante-agua. Dependiendo del diseño del enfriador, ya sea el refrigerante o el agua está contenida dentro de los tubos. En un evaporador de carcasa y tubo inundado, el refrigerante líquido frío a baja presión ingresa al sistema de distribución dentro de la carcasa y se mueve uniformemente sobre los tubos, absorbiendo calor del agua más caliente que fluye a través de los tubos [6], tal como se muestra en la siguiente figura.

Figura 6. Esquema de un evaporador de tubo y carcasa Inundado.



Por otro lado, se encuentran los evaporadores de expansión directa. En un evaporador de carcasa y tubo de expansión directa (Figura 7), el agua más caliente llena el caparazón mientras el refrigerante líquido a baja presión fluye a través de los tubos. [23]

Figura 7. Esquema de un evaporador de tubo y carcasa con expansión directa.



5.2.3.3. Válvula de expansión

La válvula de expansión, es un dispositivo de reducción de presión, que debe colocarse en la línea de líquido antes del evaporador. En aire acondicionado, tres de estos dispositivos están en uso: la válvula de expansión termostática, la Válvula de expansión electrónica y el tubo capilar [24]. Las válvulas de expansión deben protegerse de la suciedad y humedad mediante tamices, filtros y secadores del tamaño adecuado en su lado aguas arriba.

5.2.3.4. Condensador.

Un condensador es un intercambiador de calor, cuya función es rechazar el calor absorbido por el refrigerante durante el ciclo a un sumidero de alta. [25]

5.2.4. Aplicaciones de sistemas tipo Chiller a nivel industrial.

Se puede usar una enfriadora para enfriar cualquier máquina o proceso que opere a 60 ° F o más. Mientras que, se puede usar directamente una torre de enfriamiento para enfriar cualquier máquina o proceso que opere a 85 ° F o más [26]. Algunas de las aplicaciones más comunes de los Chillers se enumeran a continuación:

- **Industria Plástica**

En la industria del plástico, un sistema de refrigeración enfría el plástico caliente que se inyecta, sopla, extruye o estampa. Un sistema de enfriamiento también puede enfriar el equipo que se utiliza para crear productos de plástico (sistema hidráulico de la máquina de moldeo, caja de engranajes y barril de la extrusora que ahorra energía y el desgaste de la misma máquina. [27]

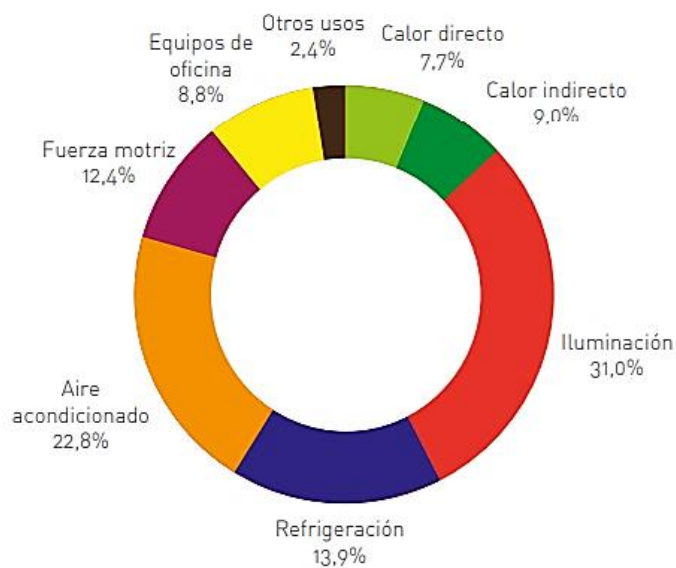
- **Industria de la imprenta.**

En la industria de la impresión, una enfriadora no solo elimina el calor generado por la fricción de los rodillos de impresión, sino que también enfría el papel después de que sale de los hornos de secado de tinta en el proceso. [28]

- **HVAC**

Sin duda de las aplicaciones más importantes en el mercado [29], teniendo en cuenta que según la UPME los costos de refrigeración y aire acondicionado representan entre un 30% y un 40% de los costos totales de energía en el sector Terciario, como se muestra en la Figura 8, y la necesidad inminente de eliminación de clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorocarbonos (HCFC), existe una creciente tendencia de reemplazar los grandes sistemas comerciales de aire acondicionado y refrigeración por un sistema de enfriamiento tipo Chiller

Figura 8. Distribución de la energía en el sector terciario.



Obsérvese que tan solo en aire acondicionado, se está consumiendo el 22,8% de la energía total distribuida en el sector terciario. No obstante, según la Figura 1, aproximadamente el 70% de ese 22,8% se lleva a cabo a través de la implementación de Chillers para la generación de frío. Es decir que, aproximadamente el 16% de la energía consumida en el sector terciario se debe a la operación de estos equipos como generadores de potencia frigorífica.

6. METODOLIGIA

6.1. Tipo de investigación.

Esta investigación va ligada al tipo Exploratorio-Correlacional; debido a las variables que se deben tener en cuenta para el desarrollo metodológico de proyectos de ingeniería relacionados con sistemas de aire acondicionado con implementación de Chillers condensados por aire.

La investigación se basa en un enfoque cuantitativo, el cual permitirá analizar y observar la relación existente entre cada una de las variables que afectan en el desarrollo y diseño óptimo de un sistema de aire acondicionado, específicamente

los que funcionan con la tecnología tipo Chiller. Por ejemplo, será necesario conocer, las condiciones de carga térmica, condiciones ambientales, factor de diversidad, fluido de trabajo, caudal de agua, distribución de aire, sistemas de control y configuraciones de los componentes finales que hacen parte del sistema y que afectan directamente en el rendimiento del sistema de aire acondicionado, teniendo en cuenta la normativa vigente y los nuevos avances tecnológicos en relación a este tipo de sistemas. Además, se realizará un análisis de precio unitario que servirá para plasmar los resultados obtenidos en la etapa de diseño como costos de presupuesto y de venta, lo que resulta muy llamativo para el sector comercial.

6.2. Diseño de la investigación

El diseño de la investigación va enfocado de manera descriptiva, debido a la necesidad de desarrollar una metodología, evaluarla en un estudio de caso, que permita establecer unas pautas para los ingenieros que se desarrollan o que pretenden desarrollarse en el mercado HVAC.

Lo anterior se lleva a cabo basado en las normativas vigentes y en la experiencia que brindan algunos ingenieros que han dedicado parte de su vida a la aplicación y desarrollo de proyectos de ingeniería relacionados con la tecnología de Chiller para sistemas de aire acondicionado. De tal manera que, la empresa Industrias de Refrigeración HIVER SAS, K. INGENIERIAS S.A.S Y CLIMATIZAMOS S.A.S serán las patrocinadoras de esta investigación y aportarán parte de su experticia en este sector para garantizar el desarrollo de este proyecto. La idea central es establecer pautas que permitan desarrollar una alternativa para la implementación metodológica de proyectos de aire acondicionado que utilicen Chiller condensado por aire como medio para la generación de frío. Cabe resaltar que el diseño aplica para equipos de 30 a 80 toneladas de refrigeración.

6.2.1. Descripción teóricamente de la metodología diseñada para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.

En esta fase del proyecto se busca estudiar los antecedentes teóricos y normativas vigentes, que servirán como base para el desarrollo de la metodología que se va a implementar, como alternativa para la producción de frío y de

condiciones de confort para el ser humano. Lo anterior permitirá sentar las bases para el desarrollo metodológico, y que requiere de las siguientes actividades:

- Descripción teoría de cálculo carga térmica a través del método CLTD/CLF (Cooling Load Temperature Difference/ Cooling Load Factor).
- Revisión teórica para el dimensionamiento de sistemas de bombeo y distribución de agua.
- Reseña de los fundamentos teóricos para el dimensionamiento de conductos de aire y selección de unidades terminales.
- Descripción teórica para el análisis de precio unitario en el desarrollo de ofertas económicas.

6.2.2. Desarrollo de metodología de diseño, selección y presupuesto para sistemas de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.

Esta fase de la investigación consiste en diseñar una metodología que permita el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con la implementación de unidades enfriadoras de agua tipo Chiller condensado por aire. Para lograrlo es necesario realizar las siguientes actividades:

- Desarrollo metodológico de cálculo de carga térmica basado en el modelo CLTD/CLF a través del software Elite CHVAC.
- Diseño de sistemas de aire acondicionado tipo Chiller condensado por aire a través de la utilización de herramientas computacionales., incluye cálculo de sistema de distribución de agua, selección de bomba, configuración de unidades terminales manejadoras de aire y sistemas de control.
- Desarrollo metodológico para el diseño del sistema de distribución de aire y selección de unidades terminales.
- Diseño de una hoja de cálculo para el análisis de precios unitarios y cálculo de cantidades, para el desarrollo de proyectos de ingeniería relacionados con sistemas de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.

6.2.3. Implementación de la metodología diseñada bajo un estudio de caso.

Durante esta fase se busca implementar y validar a través de un estudio de caso la metodología desarrollada, lo cual permitirá obtener como resultado final el

análisis completo de un sistema tipo Chiller desde la perspectiva de la implementación de esta tecnología en la adquisición de frío para sistemas de aire acondicionado, involucrando la variable de diseño y costo de estos sistemas. El desarrollo de esta etapa requiere la ejecución de las siguientes actividades:

- Selección de estudio de caso, teniendo en cuenta las condiciones climáticas y las propiedades del aire requeridas en el recinto.
- Cálculo de carga térmica según metodología desarrollada.
- Diseño de sistema de distribución de agua y selección de bomba.
- Diseño de sistema de distribución de aire y selección de unidades terminales de aire.
- Diseño de sistema de control para la mejora de las condiciones energéticas y utilización de los recursos.
- Análisis de precios unitarios y cálculo de cantidades.

7. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DESARROLLO DE PROYECTOS DE AIRE ACONDICIONADO CON CHILLER CONDENSADO POR AIRE.

El desarrollo de la metodología consiste en una serie de pasos, que permitirán integrar el conocimiento teórico - práctico como base para la implementación de proyectos con tecnologías tipo Chiller en sistemas de aire acondicionado. Los resultados relacionados a continuación son el producto final que permitirán obtener un método simplificado basado en normas y con asistentes computacionales que facilitarán la implementación y desarrollo de tecnologías de aire acondicionado con Chiller enfriado por agua, lo cual brindará un panorama más claro desde el punto de vista de diseño y presupuesto de dichos sistemas.

7.1. Descripción teóricamente la metodología diseñada para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.

7.1.1. Descripción teoría de cálculo carga térmica a través del método CLTD/CLF (Cooling Load Temperature Difference/ Cooling Load Factor).

El método de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento (CLTD), se basa en el cálculo de la carga de enfriamiento sensible para una edificación. El resultado se divide por la ganancia de calor sensible para generar el CLTD. Por lo tanto, proporciona un cálculo de carga de enfriamiento de espacio directo en un paso. El cálculo de la carga de enfriamiento utilizando el método CLTD puede ser asistido por computadora o realizado manualmente para la estimación aproximada de la carga térmica de edificaciones. El método CLTD es uno de los miembros de la familia TFM (metodología de función de transferencia), usado para calcular la carga de enfriamiento sensible para el envolvente del edificio y que además permite calcular la incidencia de calor por parte de la iluminación, personas y equipos. Recientemente, se ha agregado un factor SCL que representa el producto de la ganancia de calor solar a esa hora y la fracción de efecto de almacenamiento de calor debido a diversos tipos de construcción de la sala y revestimientos de piso. [30].

Calculo de Carga Térmica Para techos y paredes.

El cálculo se basa en la metodología de función de transferencia mencionada anteriormente y se rige bajo la siguiente ecuación

$$q = UA(CLTD) \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde

q = Carga de enfriamiento (Bth/h)

U = Coeficiente de transferencia de calor del techo o pared de diseño

A = Área de transferencia de calor calcula de los planos de la edificación (ft^2)

$CLTD$ = Diferencia de temperatura de carga de enfriamiento (Tabla 1)

Calcular el valor de U de acuerdo con los materiales de construcción y los espesores de cada uno. Para materiales de techos comunes, ya existen tabulaciones para el valor de U , como se muestra en la Tabla 1. Para seleccionar

el CLTD del techo, hay que definir de acuerdo con la información preliminar si la edificación contará con cielo raso y la hora del día en la que se requiere hacer el cálculo.

La Tabla 1 y la Tabla 2, muestran el CLTD para techos de algunos materiales desde las 9 a las 18 horas.

Tabla 1. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de techos sin Cielo Raso

Techo n°	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	U-VALUE BTU/h*ft ² *°F	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Sin techo suspendido													
1	chapa de acero con 1" de aislamiento	7	0.213	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45
	(o 2" de aislamiento)	8	0.124										
2	1" de madera con 1" de aislamiento	8	0.170	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62
3	4" de concreto ligero	18	0.213	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66
4	2" de concreto pesado con 1" de aislamiento	29	0.206	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62
	(o 2" de aislamiento)		0.122										
5	1" de madera con 2" de aislamiento	9	0.109	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57
6	6" de concreto ligero	24	0.158	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64
7	2.5" de madera con 1" de aislamiento	13	0.130	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55
8	8" de concreto ligero	31	0.126	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50

Tabla 1. Continuación.

9	4" de concreto pesado con 1" de aislamiento	52	0.200	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53
	(o 2" de aislamiento)	52	0.120										
10	2.5" de madera con 2" de aislamiento	13	0.093	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49
11	sistema de techo de terraza	75	0.106	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44
12	6" de concreto pesado con 1" de aislamiento	75	0.192	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45

	(o 2" de aislamiento)	75	0.117										
13	4" de madera con 1" de aislamiento	17	0.106	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36

Tabla 2. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de techos con Cielo R

Techo n°	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft2	U-VALUE BTU/h*ft2*°F	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	chapa de acero con 1" de aislamiento	9	0.134	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56
	(o 2" de aislamiento)	10	0.092										
2	1" de madera con 1" de aislamiento	10	0.115	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61
3	4" de concreto ligero	20	0.134	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64
4	2" de concreto pesado con 1" de aislamiento	30	0.131	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47
5	1" de madera con 2" de aislamiento	10	0.083	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57
6	6" de concreto ligero	26	0.109	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52
7	2.5" de madera con 1" de aislamiento	15	0.096	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41
8	8" de concreto ligero	33	0.093	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38
9	4" de concreto pesado con 1" de aislamiento	53	0.128	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38
	(o 2" de aislamiento)	54	0.090										
10	2.5" de madera con 2" de aislamiento	15	0.072	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38

Tabla 2. Continuación.

11	sistema de techo de terraza	77	0.082	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31
12	6" de concreto pesado con 1" de aislamiento	77	0.125	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33
	(o 2" de aislamiento)	77	0.088										
13	4" de madera con 1" de aislamiento	19	0.082	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30

El valor del CLTD mostrado en las tablas anteriores deben ser ajustado de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$CLTD_{Corr} = [(CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_0 - 85)]f \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

CLTD_{Corr}: Diferencia de temperatura de carga de enfriamiento corregida

LM: Factor de corrección por Latitud y mes de diseño.

K: Factor de corrección por color o zona:

$K = 1.0$, si el techo está pintado con colores oscuros o claros en una zona industrial.

$K = 0.5$, si el techo está pintado de color claro y ubicado en una zona rural.

$(78 - t_R)$: Factor de corrección de la temperatura interna de diseño.

$(t_0 - 85)$: Factor de corrección de la temperatura externa de diseño.

f: Factor de corrección por ventilación o por retorno del aire en el ático. Puede reducir hasta en un 25% el valor del CLTD. $f=1$, si no posee ventilación; $f=0.75$, si posee ventilación o es utilizado como retorno de aire para el sistema.

En la Tabla 3 se puede seleccionar el valor LM para techos y paredes de acuerdo con el mes atípico y a la latitud norte orientada en cada pared.

Tabla 3. Corrección de latitud y mes aplicados a muros y techos, latitud Norte

LAT.	Meses	N	NNE NNO	NE NO	ENE ONO	E W	ESE OSO	SE SO	SSE SSO	S	HOR
0	DIC	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	ENE/NOV	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	FEB/OCT	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	MAR/SEP	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	ABR/AGO	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2

Tabla 3. Continuación.

	MAY/JUL	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	JUN	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	DIC	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	ENE/NOV	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	FEB/OCT	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	MAR/SEP	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	ABR/AGO	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	MAY/JUL	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	JUN	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2

16	DIC	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	ENE/NOV	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	FEB/OCT	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	MAR/SEP	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	ABR/AGO	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	MAY/JUL	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	JUN	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7
24	DIC	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	ENE/NOV	-4	-6	-8	-9	-6	-3	9	3	13	-11
	FEB/OCT	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	MAR/SEP	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	ABR/AGO	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	MAY/JUL	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	JUN	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	DIC	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	ENE/NOV	-5	-7	-9	-11	-8	-15	-4	2	9	12
	FEB/OCT	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	MAR/SEP	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	ABR/AGO	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	MAY/JUL	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	JUN	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	DIC	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	ENE/NOV	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	FEB/OCT	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	MAR/SEP	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	ABR/AGO	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	MAY/JUL	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	JUN	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	DIC	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	ENE/NOV	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24

Tabla 3. Continuación.

	FEB/OCT	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	MAR/SEP	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	ABR/AGO	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	MAY/JUL	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	JUN	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2

Para el cálculo de carga térmica de enfriamiento para muros o paredes, se registra la siguiente tabla, donde se categorizan en grupos los materiales más utilizados, con sus respectivo peso y valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Tabla 4. Descripción del Grupo de Construcción de Pared o Muro.

Grupo n°	Descripción de la construcción	Peso (lb/ft ²)	U-VALUE BTU/h*ft ² *° F
4" de acabado de ladrillo + ladrillo			
C	espacio de aire + 4" de acabado de ladrillo	83	0.358
D	4" ladrillo común	90	0.415
C	1" de aislamiento o espacio de aire + 4" de ladrillo común	90	0.174-0.301
B	2" de aislamiento + 4" de ladrillo común	88	0.111
B	8" de ladrillo común	130	0.302
A	aislamiento o espacio de aire + 8" de ladrillo común	130	0.154-0.243
4" de acabado de ladrillo + concreto pesado			
C	espacio de aire + 2" de concreto	94	0.350
B	2" de aislamiento + 4" de concreto	97	0.116
A	espacio de aire o aislamiento + 8" o más de concreto	143-190	0.110-0.112
4" de acabado de ladrillo + bloque de concreto ligero o pesado			
E	4" de bloque de concreto	62	0.319
D	espacio de aire o aislamiento + 4" de bloque de concreto	62	0.153-0.246
D	8" de bloque de concreto	70	0.274
C	espacio de aire o 1" de aislamiento + 6" u 8" de bloque de concreto	73-89	0.221-0.275
B	2" de aislamiento + 8" de bloque de concreto	89	0.096-0.107
4" de ladrillo + baldosa de arcilla			
D	4" de arcilla	71	0.381
D	espacio de aire + 4" de arcilla	71	0.281
C	aislamiento + 4" de arcilla	71	0.169
C	8" de arcilla	96	0.275
B	espacio de aire o 1" de aislamiento + 8" de arcilla	96	0.142-0.221

Tabla 4. Continuación.

A	2" de aislamiento + 8" de arcilla	97	0.097
Muro de concreto pesado + acabado			
E	4" de concreto	63	0.585
D	4" de concreto + 1" o 2" de aislamiento	63	0.119-0.200
C	2" de aislamiento + 4" de concreto	63	0.119
C	8" de concreto	109	0.490
B	8" de concreto + 1" o 2" de aislamiento	110	0.115-0.187
A	2" de aislamiento + 8" de concreto	110	0.115
B	12" de concreto	156	0.421

A	12" de concreto + aislamiento	156	0.113
Bloque de concreto ligero y pesado + acabado			
F	4" de bloque de concreto + espacio de aire o aislamiento	29	0.161-0.263
E	2" de aislamiento + 4" de bloque de concreto	29-37	0.105-0.114
E	8" de bloque de concreto	47-51	0.294-0.402
D	8" de bloque de concreto + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173
Baldosa de arcilla + acabado			
F	4" de arcilla	39	0.419
F	4" de arcilla + espacio de aire	39	0.303
E	4" de arcilla + 1" de aislamiento	39	0.175
D	2" de aislamiento + 4" de arcilla	40	0.110
D	8" de arcilla	63	0.296
C	8" de arcilla + espacio de aire o 1" de aislamiento	63	0.151-0.231
B	2" de aislamiento + 8" de arcilla	63	0.099
Muro de cortina de metal			
G	Con o sin espacio de aire + 1" a 3" de aislamiento	5-6	0.091-0.230
Pared del marco			
G	1" a 3" de aislamiento	16	0.081-0.178

Una vez identificado en la tabla anterior el grupo del cual hace parte la pared de la edificación en análisis, se establece el CLTD a través de la Tabla 5, de acuerdo a la orientación de la superficie de la pared y la hora del día en la que se hace el análisis.

Al igual que en el techo, este factor debe ser corregido aplicando la ecuación 2. Cabe resaltar, que la corrección de la temperatura externa, depende de la variación de la temperatura del día.

Tabla 5. CLTD para el cálculo de carga de enfriamiento de Paredes y Muros.

Diferencias de temperatura para calcular la carga de enfriamiento de las paredes incididas por el Sol														
Revestimiento de pared de latitud norte												Mínimo CLTD	Máximo CLTD	Diferencia CLTD
	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18				
Paredes del grupo A														
N	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	10	14	4	

NE	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	15	20	5
E	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	18	25	7
SE	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	18	24	6
SE	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	14	20	6
SO	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	17	25	8
O	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	18	27	9
NO	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	14	21	7
Paredes del grupo B													
N	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	8	15	7
NE	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	12	21	9
E	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	15	27	12
SE	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	14	26	12
SE	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	11	22	11
SO	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	13	28	15
O	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	14	20	16
NO	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	11	23	9
Paredes del grupo C													
N	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	7	17	10
NE	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	10	23	13
E	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	12	30	18
SE	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	12	29	17
SE	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	9	26	17
SO	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	11	33	22
O	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	12	35	23
NO	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	10	27	17
Paredes del grupo D													
N	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	6	19	13
NE	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	7	25	18
E	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	8	33	25
SE	10	13	17	22	26	39	31	32	32	32	8	32	24
SE	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	6	29	23
SO	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	8	38	30

Tabla 5. Continuación.

O	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	9	41	32
NO	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	7	32	25
Paredes del grupo E													
N	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	3	22	19
NE	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	4	26	22
E	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	5	38	33
SE	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	5	37	32

SE	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	3	34	31
SO	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	5	45	40
O	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	6	49	43
NO	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	5	38	33
Paredes del grupo F													
N	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	1	23	23
NE	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	1	30	29
E	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	2	45	43
SE	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	2	43	41
SE	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	1	39	38
SO	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	2	53	48
O	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	3	60	57
NO	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	2	46	44
Paredes del grupo G													
N	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	-1	26	27
NE	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	-1	39	40
E	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	-1	55	56
SE	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	-1	51	52
SE	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	-1	46	47
SO	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	0	63	63
O	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	1	72	71
NO	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	0	55	55

Calculo de Carga Térmica Para Vidrios CLF.

El cálculo de carga de enfriamiento por vidrio, se divide en carga por conducción y carga por radiación [31]. La carga por conducción se basa igualmente en el método CLTD y se relaciona con la Tabla 6

Tabla 6. Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento por conducción a través del vidrio

Diferencias de temperatura de la carga de Enfriamiento por conducción a través del vidrio					
Hora Solar, h		°F	Hora Solar, h		°F
01:00		1	13:00		12
02:00		0	14:00		13
03:00		-1	15:00		14
04:00		-2	16:00		14

05:00	-2	17:00	13
06:00	-2	18:00	12
07:00	-2	19:00	10
08:00	0	20:00	8
09:00	2	21:00	6
10:00	4	22:00	4
11:00	7	23:00	3
12:00	9	00:00	2

Es importante aclarar que, estos valores son calculados para una temperatura interna de 78 °F y una temperatura máxima externa de 95°F, con un rango de variación de 21 °F.

Para el cálculo de carga térmica de radiación aportada por vidrios o ventanales, de utiliza el método CLF, mencionado anteriormente. Este método se rige de la siguiente ecuación:

$$q = A(SC)(SHGF)(CLF) \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- q = Carga de enfriamiento (Bth/h)
- A = Área de transferencia de calor del vidrio.
- SC = Coeficiente de Sombra.
- $SHGF$ = Factor de Ganancia de calor solar máximo.
- CLF = Factor de carga de enfriamiento.

El SHGF se puede calcular con base en la latitud, el mes de diseño y la orientación del vidrio. La Tabla 7 muestra el valor del SHGF para diferentes configuraciones de las variables ya mencionadas.

Tabla 7. Factor Máximo de ganancia de calor Solar, $Btu/h.Ft^2$. Latitud Norte

0° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296
Feb	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306

Mar	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303
Abr	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265
Jun	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255
Jul	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260
Ago	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276
Sep	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293
Oct	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299
Nov	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293
Dic	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288

8° N LAT

	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Abr	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
Jun	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
Jul	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Ago	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sep	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dic	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

16° N LAT

	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	30	30	55	147	210	244	251	223	199	248
Feb	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275

Tabla 7. Continuación.

Mar	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291
Abr	39	99	172	215	227	204	150	77	45	289
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282
Jun	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277
Jul	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277
Ago	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282
Sep	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282
Oct	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270
Nov	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246
Dic	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234

24° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249
Mar	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275
Abr	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282
Jun	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279
Jul	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278
Ago	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277
Sep	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266
Oct	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244
Nov	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213
Dic	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199
32° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176
Feb	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217
Mar	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252
Abr	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277
Jun	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276
Jul	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273
Ago	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265
Sep	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244
Oct	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213
Nov	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175
Dic	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158

Tabla 7. Continuación.

40° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
Feb	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
Mar	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
Abr	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
Jun	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
Jul	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262

Ago	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
Sep	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
Oct	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
Nov	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
Dic	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113
48° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188
Abr	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Ago	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sep	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65
56° N LAT										
	N	NNE/NNO	NE/ NO	ENE/ONO	E/W	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Ene	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195
May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221

Tabla 7. Continuación.

Ago	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193
Sep	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

La tabla anterior muestra el Factor Máximo de ganancia de calor Solar para latitudes 8°, 16°, 24°, 32° y 40°. Sin embargo, la ASHRAE brinda la posibilidad de seleccionar dicho factor en latitudes de 0° a 64° con intervalos de 4° por salto.

EL CLF depende también de la orientación del vidrio, que, a su vez, se relaciona con la hora de diseño y del tipo construcción, pudiendo ser la construcción de tipo ligera, mediana y pesada.

La Tabla 8 muestra el factor de carga de enfriamiento desde las 9 hasta las 18 horas, con respecto a la orientación, el tipo de edificación y clasificación de sombreado.

Tabla 8. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio sin sombreado interior, Latitud Norte

Enfrentamiento de fenestración	Construcción de la habitación										
		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
N (sombreado)	Ligera	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84
	Media	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79
	Pesada	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75
NNE	Ligera	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26
	Media	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27
	Pesada	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25
NE	Ligera	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19
	Media	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21
	Pesada	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20
ENE	Ligera	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18
	Media	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20
	Pesada	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19
E	Ligera	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19
	Media	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21

Tabla 8. Continuación.

	Pesada	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19
ESE	Ligera	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20
	Media	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22
	Pesada	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21
SE	Ligera	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.43	0.37	0.33	0.28	0.24
	Media	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25
	Pesada	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24
SSE	Ligera	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29
	Media	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.35	0.30
	Pesada	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27

S	Ligera	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36
	Media	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36
	Pesada	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32
SSO	Ligera	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46
	Media	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44
	Pesada	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40
SO	Ligera	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58
	Media	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53
	Pesada	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49
OSO	Ligera	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61
	Media	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.58	0.55
	Pesada	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51
O	Ligera	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61
	Media	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55
	Pesada	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52
ONO	Ligera	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62
	Media	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55
	Pesada	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52
NO	Ligera	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60
	Media	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54
	Pesada	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51
NNO	Ligera	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62
	Media	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56
	Pesada	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53
HOR	Ligera	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47
	Media	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47
	Pesada	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42

La tabla anterior es utilizada para seleccionar el factor de carga de enfriamiento por vidrio, cuando este no posee ningún tipo de nivel de sombreado externo ni interno.

La carga térmica por vidrio puede disminuir si este posee algún tipo de persiana o elemento interno que sirva como oposición a la incidencia directa del sol sobre el recinto [31]. Por lo tanto, se evidencia a través de la Tabla 9 y la Tabla 10 el factor de carga de enfriamiento para vidrios cuando estos, se encuentran equipados con elemento u objetos que permitan ser utilizados como factores de sombra en el vidrio.

Tabla 9. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio sin sombreado interior, con alfombrado interior en piso, Latitud Norte.

Dir.	Masa de la construcción										
		900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
N	Ligera	0.81	0.88	0.95	0.98	0.98	0.94	0.88	0.79	0.79	0.55
	Media	0.77	0.84	0.91	0.94	0.95	0.91	0.86	0.79	0.79	0.56
	Pesada	0.71	0.77	0.83	0.87	0.88	0.85	0.81	0.75	0.76	0.55
NE	Ligera	0.72	0.47	0.33	0.27	0.24	0.23	0.20	0.18	0.14	0.09
	Media	0.67	0.44	0.32	0.28	0.26	0.24	0.22	0.19	0.15	0.11
	Pesada	0.59	0.40	0.30	0.27	0.26	0.25	0.23	0.20	0.17	0.13
E	Ligera	0.90	0.75	0.51	0.30	0.22	0.18	0.16	0.13	0.11	0.07
	Media	0.84	0.71	0.48	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16	0.13	0.09
	Pesada	0.74	0.63	0.43	0.29	0.24	0.22	0.20	0.18	0.15	0.12
SE	Ligera	0.93	0.93	0.81	0.59	0.37	0.27	0.21	0.18	0.14	0.09
	Media	0.88	0.87	0.76	0.56	0.37	0.29	0.24	0.20	0.16	0.11
	Pesada	0.78	0.78	0.68	0.51	0.35	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15
S	Ligera	0.39	0.62	0.82	0.94	0.93	0.80	0.59	0.38	0.26	0.16
	Media	0.38	0.59	0.78	0.88	0.88	0.76	0.57	0.38	0.28	0.18
	Pesada	0.35	0.54	0.70	0.79	0.79	0.69	0.52	0.37	0.29	0.21
SO	Ligera	0.16	0.19	0.23	0.39	0.62	0.82	0.94	0.94	0.81	0.54
	Media	0.16	0.19	0.22	0.38	0.60	0.78	0.89	0.89	0.77	0.52
	Pesada	0.16	0.18	0.21	0.35	0.55	0.71	0.80	0.79	0.69	0.48
O	Ligera	0.13	0.15	0.16	0.18	0.31	0.55	0.78	0.92	0.93	0.73
	Media	0.13	0.14	0.16	0.17	0.30	0.53	0.74	0.87	0.88	0.69
	Pesada	0.13	0.15	0.16	0.17	0.28	0.49	0.67	0.78	0.79	0.62
NO	Ligera	0.17	0.20	0.22	0.23	0.24	0.31	0.53	0.78	0.92	0.81
	Media	0.17	0.19	0.21	0.22	0.23	0.30	0.52	0.75	0.88	0.77
	Pesada	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.28	0.48	0.68	0.79	0.69

Tabla 9. Continuación.

HOR	Ligera	0.64	0.80	0.91	0.97	0.97	0.91	0.80	0.64	0.44	0.23
	Media	0.60	0.75	0.86	0.92	0.92	0.87	0.77	0.63	0.45	0.26
	Pesada	0.56	0.68	0.77	0.83	0.83	0.80	0.71	0.59	0.44	0.28

Tabla 10. Factor de Carga de Enfriamiento para vidrio con sombreado interior. Todas las construcciones, Latitud Norte.

Enfrentamiento de fenestración										
	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
N	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91
NNE	0.42	0.37	0.37	0.37	0.36	0.35	0.32	0.28	0.23	0.17
NE	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12
ENE	0.71	0.52	0.31	0.26	0.24	0.22	0.20	0.18	0.15	0.11
E	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11
ESE	0.80	0.72	0.54	0.34	0.27	0.24	0.21	0.19	0.15	0.12
SE	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13
SSE	0.72	0.81	0.81	0.71	0.54	0.38	0.32	0.27	0.22	0.16
S	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19
SSO	0.22	0.27	0.43	0.63	0.78	0.84	0.80	0.66	0.46	0.25
SO	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45
OSO	0.14	0.16	0.17	0.23	0.44	0.64	0.78	0.84	0.78	0.55
O	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61
ONO	0.14	0.16	0.17	0.18	0.22	0.43	0.65	0.80	0.84	0.66
NO	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69
NNO	0.26	0.30	0.32	0.33	0.34	0.34	0.39	0.61	0.82	0.76
HOR	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25

Por último, es necesario definir el coeficiente de sombra, que se selecciona de acuerdo con la composición del vidrio y se muestran algunos de sus valores en la siguiente tabla.

Tabla 11. Coeficiente de Sombra para diferentes tipos de vidrios.

ID	Descripción.	SC
<i>Vidrio simple sin recubrimiento</i>		
1	1/8 claro	1.00
2	1/4 claro	0.94
3	1/8 Bronce	0.85
4	1/4 verde	0.68
5	1/8 gris	0.82
6	1/4 azul-verde	0.72

<i>Vidrio simple reflectivo</i>		
7	1/4 Acero inox en claro 8%	0.22
8	1/4 Acero inox en claro 14%	0.29
9	1/4 Acero inox en claro 20%	0.36
10	1/4 Acero inox en verde 14%	0.29
11	1/4 Titanio en claro 20%	0.34
12	1/4 Titanio en claro 30%	0.45
<i>Vidrio doble sin recubrimiento</i>		
13	1/8 Claro, claro	0.87
14	1/4 bronce, claro	0.59
15	1/8 verde, claro	0.70
16	1/4 Gris, claro	0.51
17	1/4 verde-azul, claro	0.58
<i>Vidrio doble reflectivo</i>		
18	1/4 Acero inox en claro 18%, claro	0.15
19	1/4 Acero inox en claro 20%, claro	0.26
20	1/4 Acero inox en verde 14%, claro	0.18
21	1/4 Titanio en claro 20%, claro	0.24
22	1/4 Titanio en claro 30%, claro	0.33
<i>Vidrio doble, bajo recubrimiento (e) e=0.2 en superficie 2</i>		
23	1/8 Bajo recubrimiento, claro	0.76
24	1/4 Bajo recubrimiento, claro	0.70
<i>Vidrio doble, bajo recubrimiento (e) e=0.2 en superficie 3</i>		
25	1/8 claro, Bajo recubrimiento	0.81
26	1/4 Bronce, bajo recubrimiento	0.52
27	1/8 Verde, bajo recubrimiento	0.63
28	1/4 Gris, bajo recubrimiento	0.46
29	1/4 verde-azul, bajo recubrimiento	0.52

Tabla 11. Continuación.

<i>Vidrio doble, bajo recubrimiento (e) e=0.1 en superficie 2</i>		
30	1/8 Bajo recubrimiento, claro	0.62
31	1/4 Bajo recubrimiento, claro	0.59
<i>Vidrio doble, bajo recubrimiento (e) e=0.1 en superficie 3</i>		
32	1/8 claro, Bajo recubrimiento	0.69
33	1/4 Bronce, bajo recubrimiento	0.45
34	1/8 Verde, bajo recubrimiento	0.57

35	1/4 Gris, bajo recubrimiento	0.40
36	1/4 verde-azul, bajo recubrimiento	0.48
<i>Vidrio doble, bajo recubrimiento (e) e=0.05 en superficie 2</i>		
37	1/8 Bajo recubrimiento, claro	0.48
38	1/4 bronce con bajo recubrimiento, claro	0.30
39	1/4 verde con bajo recubrimiento, claro	0.35
40	1/4 gris con bajo recubrimiento, claro	0.27
41	1/4 azul con bajo recubrimiento, claro	0.32
<i>vidrio triple</i>		
42	1/8 claro, claro, claro	0.78
43	1/4 claro, claro, claro	0.71
44	1/4 verde alto, claro, claro	0.39
<i>Vidrio triple con bajo recubrimiento (e) e=0.2 en superficie 2</i>		
45	1/8 bajo recubrimiento, claro, claro	0.69
46	1/4 bajo recubrimiento, claro, claro	0.62
<i>Vidrio triple con bajo recubrimiento e e=0.2 en superficie 5</i>		
47	1/8 claro, claro, bajo recubrimiento	0.72
48	1/4 claro, claro, bajo recubrimiento	0.65
<i>Vidrio triple con bajo recubrimiento (e) e=0.1 en superficie 2 y 5</i>		
49	1/8 bajo recubrimiento, claro, bajo recubrimiento	0.52
50	1/4 bajo recubrimiento, claro, bajo recubrimiento	0.47
<i>Vidrio triple con bajo recubrimiento (e) e=0.05 en superficie 2 y 4</i>		
51	1/8 bajo recubrimiento, bajo recubrimiento, claro	0.37
52	1/4 bajo recubrimiento, bajo recubrimiento, claro	0.36

Calculo de Carga Térmica Para Particiones:

Una partición se considera una parte de la edificación, la cual no tiene incidencia directa del sol [32]. Se define el aporte de calor de las particiones a través de la siguiente ecuación:

$$q = UA\Delta T \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

- q = Carga de enfriamiento (Bth/h)
- U = Coeficiente de transferencia de calor
- A = Área de transferencia de calor de la partición (ft^2)
- ΔT = Diferencia de temperatura entre la parte externa e interna de la partición

Calculo de Carga Térmica Para Personas:

$$q_{Sensible} = N(HG\ Sensible)(CLF) \quad \text{Ecuación 5}$$

$$q_{Latente} = N(HG\ Latente) \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

- $q_{Sensible}$ = Calor Sensible por personas (Bth/h)
- $q_{Latente}$ = Calor Latente por personas (Bth/h)
- N = Número de personas dentro del recinto
- $HG\ Sensible$ = Ganancia de calor Sensible.
- $HG\ Latente$ = Ganancia de calor Latente.
- CLF = Factor de carga de enfriamiento por las horas de ocupación.

La ganancia de calor sensible y latente, depende de la actividad que esté realizando la persona. [32] Tabla 12, muestra los valores de $HG\ Sensible$ y $HG\ Latente$.

Tabla 12. Tasa de Ganancia de calor sensible y latente de los ocupantes.

		Calor total, Btu/h		Calor sensible, Btu/h	Calor latente, Btu/h
		Hombre adulto	H/M ^a ajustado		
Sentado en el teatro	Teatro	390	330	225	105
Sentado en el teatro, noche	Teatro	390	350	245	105

Sentado, trabajo ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos	450	400	245	155
Trabajo de oficina moderadamente activo	Oficinas, hoteles, apartamentos	475	450	250	200
De pie, trabajo ligero; caminando	Grandes almacenes, Tiendas pequeñas	550	450	250	200
Caminando, de pie	Droguería, banco	550	500	250	250
Trabajo sedentario	Restaurante	490	550	275	275
Trabajo de banco ligero	Fabrica	800	750	275	475
Danza moderada	Salón de baile	900	850	305	545
Caminando 3mph; Trabajo de Maquina ligera	Fabrica	1000	1000	375	625
Bolos	Bolera	1500	1450	580	870
Trabajo pesado	Fabrica	1500	1450	580	870
Trabajo de maquina pesada; levantamientos	Fabrica	1600	1600	635	965
Atletismo	Gimnasio	2000	1800	710	1090

El factor de carga de enfriamiento (CLF) depende del número de las horas totales que las personas se encontrarán en el recinto y de la hora de diseño partiendo de la hora de entrada de la persona al recinto. Es decir, la hora representada en la Tabla 13 de 1 a 12 resulta de la diferencia entre la hora de cálculo definida y la hora de entrada de las personas al recinto. En la Tabla 13, se evidencia el factor de carga de enfriamiento necesario para calcular el calor sensible.

Tabla 13. Factor de carga por factor sensible de las personas.

Horas totales en el espacio	Horas después de entrar al Espacio Acondicionado											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13

Tabla 13. Continuación.

8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93

18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94
----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Calculo de Carga Térmica por Iluminación y equipos.

Por ultimo y no menos importante, la carga térmica de enfriamiento aportada por iluminación y equipos, la cual se rige bajo las siguientes ecuaciones:

$$q = (HG_{El})(CLF_{Ele}) \quad \text{Ecuación 7}$$

$$HG_{El} = 3.41W * F_{ul} * F_{sa} \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

q = Carga de enfriamiento por iluminación

HG_{El} = Ganancia de calor por iluminación.

CLF_{Ele} = Factor de carga de enfriamiento por iluminación.

W = Vatios consumidos por la lampara

F_{ul} = Factor de uso de Iluminación.

F_{sa} = Factor de asignación especial por tipo de Lampara.

Para luminarias fluorescentes, F_{sa} varía de 1.18 a 1.3 con un valor recomendado de 1.2 por la ASHRAE.

El factor de uso de iluminación, es la relación entre el voltaje instalado y el realmente utilizado con respecto a la luminaria.

Para poder seleccionar el valor de CLF_{Ele} , se deben definir los factores a y b, los cuales, dependen de las condiciones en el interior del recinto, tipo de construcción del piso y el nivel de recirculación de aire dentro del mismo [33].

La Tabla 14 y la Tabla 15, permiten seleccionar los valores de los factores a y b.

Tabla 14. Valores de diseño del factor a.

a	Mobiliario	Suministro de aire y retorno	Tipo de lámpara
-----	------------	------------------------------	-----------------

0.45	Muebles pesados y sencillos, sin alfombra	Tasa baja; suministro y retorno debajo del techo ($V \leq 0.5$)	Empotrado, sin ventilación
0.55	Muebles ordinarios, sin alfombra	Velocidad de ventilación media a alta; suministro y retorno por debajo del techo o a través del techo, parrilla y espacio ($V \geq 0.5$)	Empotrado, sin ventilación
0.65	Muebles ordinarios, con o sin alfombra	Velocidad de ventilación media a alta o bobina de ventilador o unidad terminal de aire acondicionado tipo inducción; suministro a través de difusor de techo o pared; Volver alrededor de las lámparas y a través del espacio en el techo. ($V \geq 0.5$)	Ventilado
0.75 o mayor	Cualquier tipo de mueble	Retornos canalizados a través de artefactos de iluminación	Ventilado o libre en la corriente de aire con retornos canalizados

Tabla 15. Valores de diseño del factor b.

Construcción de la habitación (masa de la superficie, lb/ft ²)	Circulación de aire de la habitación y tipo de suministro y retorno			
	Bajo	Medio	Alto	Muy alto
2" de piso de madera (10)	B	A	A	A
3" de piso de concreto (40)	B	B	B	A
6" de piso de concreto (75)	C	C	C	B
8" de piso de concreto (120)	D	D	C	C
12" de piso de concreto (160)	D	D	D	D

En La Tabla 16, se puede finalmente seleccionar el factor de carga de enfriamiento, a través del factor a y b, previamente seleccionados.

Tabla 16. Factor de Carga de enfriamiento por iluminación en función del factor a y b.

Coeficiente "a"	Clasificación "b"	Número de horas después de encender las luces										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0.45	A	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10
	B	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16
	C	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18
	D	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18
0.55	A	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08
	B	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
	C	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15
	D	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15
0.65	A	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06
	B	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10
	C	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11
	D	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
0.75	A	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05
	B	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07
	C	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08
	D	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08

Por último, para el cálculo de carga de térmica emitida por los equipos, se debe tener en cuenta el calor de rechazo de los mismos, que generalmente, se encuentra ligado al tipo de equipo y a su aplicación. [34]

Infiltración

Se trata del aire natural que se filtra por la estructura de la edificación. Dicha estructura de edificación puede definirse en tres tipos:

- Hermética: Aquellas edificaciones nuevas, de menos de 1500 Ft^2 de área
- Semihermética: Estructuras con más de 10 años de construidas o con más de 1500 Ft^2 de área
- Permeable: Estructuras con poca hermeticidad que poseen de 20 años de haber sido edificadas.

Teniendo en cuenta el criterio anterior, se define la siguiente ecuación para el calor sensible

$$q_{Sensible} = 1.1Q\Delta T$$

Ecuación 9

$$Q = \frac{ACH(\text{Volumen del Recinto})}{60} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$q_{Latente} = 4840Q\Delta W \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

$q_{Sensible}$ = Carga de enfriamiento Sensible (Btu/h)

$q_{Latente}$ = Carga de enfriamiento Latente (Btu/h)

Q = Flujo volumétrico (CFM)

ΔT = Diferencia de temperatura entre la parte externa e interna de la edificación (°F)

ACH = Renovación de aire por hora. (1/h)

ΔW = Diferencia de humedad entre la parte externa e interna de la edificación (gr/Kg)

(Carta Psicrométrica)

La infiltración de aire por hora con respecto al tipo de edificación y en función de la temperatura externa de diseño, se plantea en la siguiente tabla.

Tabla 17. Tasa de Infiltración de aire para diferentes construcciones en función de la temperatura externa de diseño.

Clase	Temperatura Externa de diseño °F					
	85	90	95	100	105	110
Hermética	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38
Semihermética	0.46	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56
Permeable	0.68	0.70	0.72	0.74	0.76	0.78

7.1.2. Cálculo y dimensionamiento de sistemas de bombeo y distribución de agua.

Este capítulo encierra las leyes que rigen el diseño de sistemas de distribución de agua, dimensionamiento de tuberías, cálculo y selección del punto de operación de la bomba.

Diseño de tubería de distribución de agua.

Partiendo de la ecuación de continuidad es posible obtener el diámetro interno de la tubería por donde va a fluir el agua.

$$Q = VA \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal de agua} \quad \frac{m^3}{s}$$

$$V = \text{Velocidad del agua} \quad \frac{m}{s}$$

$$A = \text{Area transversal del tubo} \quad m^2$$

Si bien, el área de un círculo es:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Ecuación 13}$$

Entonces,

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad \text{Ecuación 14}$$

Para dimensionar el diámetro es necesario seleccionar una velocidad de diseño preliminar, la siguiente tabla muestra las velocidades recomendadas para el diseño y dimensionamiento de tubería.

Tabla 18. Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías [35]

Fluido	Tipo de flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5-1	0.15-0.30
	Entrada de bomba	1-3	0.3-0.9

	Salida de bomba	4-10	1.2-3
	Línea de conducción	4-8	1.2-2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2-0.5	0.06-0.15
	Salida de bomba	0.5-2	0.15-0.6
Vapor de agua		30-50	9-15
Aire o gas		30-100	9-30

De tal manera que seleccionando la velocidad recomendada para líquidos no viscosos y teniendo en cuenta el caudal de agua que pasa por la sección a dimensionar, se podrá obtener el diámetro interno para ese tramo de tubería. Sin embargo, una vez obtenido este diámetro, es necesario corregir la velocidad debido a que ese diámetro deberá aproximarse al diámetro más cercano encontrado en el mercado comercial.

Calculo y dimensionamiento del punto de operación de la bomba.

Una vez dimensionado todos los diámetros de la red de tuberías, se requiere encontrar el punto de operación de la bomba, que para un sistema cerrado depende de la caída de presión del sistema y el caudal de operación. [36]

Existen dos tipos de pérdidas, las pérdidas primarias o por tubería y las pérdidas secundarias o por accesorios, sin embargo, para estos sistemas se debe tener en cuenta también la caída de presión ejercida por los equipos de climatización (Chiller y UMA's), para obtener el dato real del punto de la bomba.

Pérdidas Primarias:

Las pérdidas primarias son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras o de las pérdidas del fluido entre sí. [37]

Es posible calcular las pérdidas primarias a través de la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual se relaciona a continuación:

$$H_{Pr} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

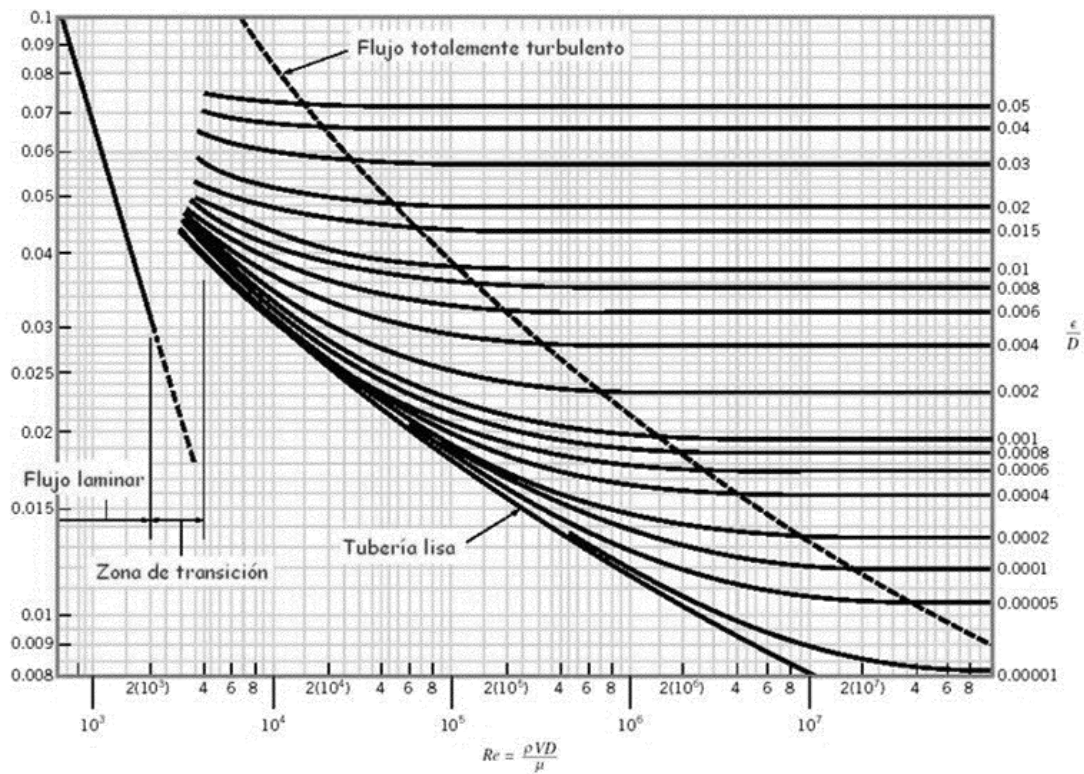
Ecuación 15

Donde:

H_{Pr} = Perdidas Primarias por tubería (*m. ca*)
 f = Factor de fricción o coeficiente de pérdida.
 L = Longitud del tramo a analizar (*m*)
 D = Diámetro de la tubería a analizar (*m*)
 V = Velocidad del fluido (*m/s*)

Para obtener el coeficiente de pérdida por fricción se ha venido utilizando el llamado diagrama de Moody, ilustrado en la siguiente figura, actualmente difundido en el mundo entero,

Figura 9. Diagrama de Moody. [37]



Para obtener el factor de fricción del diagrama de Moody, es necesario calcular previamente el número de Reynolds e identificar el tipo de tubería que se quiere analizar. El número de Reynolds se puede calcular a través de la siguiente ecuación:

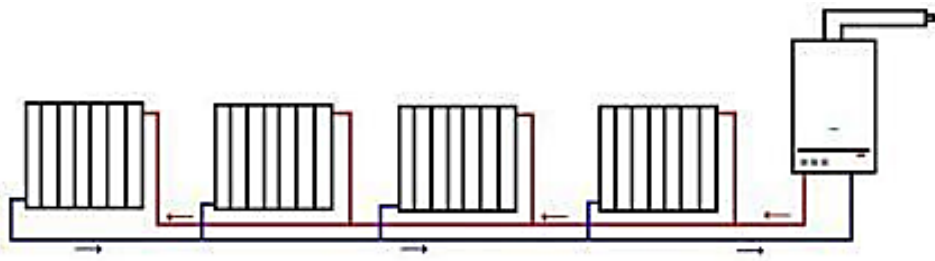
$$Re = \frac{vD}{\mu} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde:

Re = Numero de Reynolds
 v = Velocidad del fluido (m/s)
 D = Diametro de la tubería (m)
 μ = Viscosidad dinámica del fluido (kg/ms)

De esa manera es posible calcular las perdidas primarias para un sistema. Cabe resaltar que, cuando el sistema se encuentra diseñado con tuberías en paralelo, como se ilustra en la Figura 10 las perdidas primarias representativas para la selección de la bomba, vienen a ser las pérdidas ocasionadas por el recorrido del sistema que ejerza mayor caída de presión.

Figura 10. Sistema de distribución de agua con tuberías en paralelo. (Propia)



Perdidas Secundarias:

Las perdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones, codos, válvulas y otros accesorios en general. Estas pérdidas pueden ser calculadas a través de dos métodos. [37]

Primer método: Se refiere a una formula especial y un coeficiente de perdidas adimensional de perdidas secundaria:

$$H_{Sr} = K \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde:

H_{Sr} = Perdidas de Carga Secundaria (m)

K = Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria

V = Velocidad media del fluido (m/s)

Los coeficientes K son tomados experimentalmente y ya se encuentran tabulados en las diferentes bibliografías para cada tipo de accesorio.

Segundo método: Es una adaptación de la fórmula de pérdidas primarias, donde se cambia la longitud del tubo por un parámetro conocido como la longitud equivalente del accesorio. Esta longitud es obtenida a través de un nomograma de pérdidas de carga secundaria como el que se muestra en la Figura 11.

$$H_{Sr} = f \frac{L_{Equi}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

H_{Sr} = Pérdidas por Cargas secundarias (m. ca)

f = Factor de fricción o coeficiente de pérdida.

L_{Equi} = Longitud Equivalente del accesorio a analizar. (m)

D = Diámetro del accesorio a analizar (m)

V = Velocidad del fluido (m/s)

De esa manera es posible calcular las pérdidas por accesorios. La suma de estas pérdidas con las pérdidas primarias y las pérdidas por equipos, será la pérdida total que la bomba deberá vencer para que el sistema pueda trabajar en óptimas condiciones. En otras palabras, la ecuación que relaciona las pérdidas totales, llamada también en sistemas cerrados la altura efectiva de la bomba se muestra a continuación.

$$H_T = H_{Pr} + H_{Sr} + H_{Eq} \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

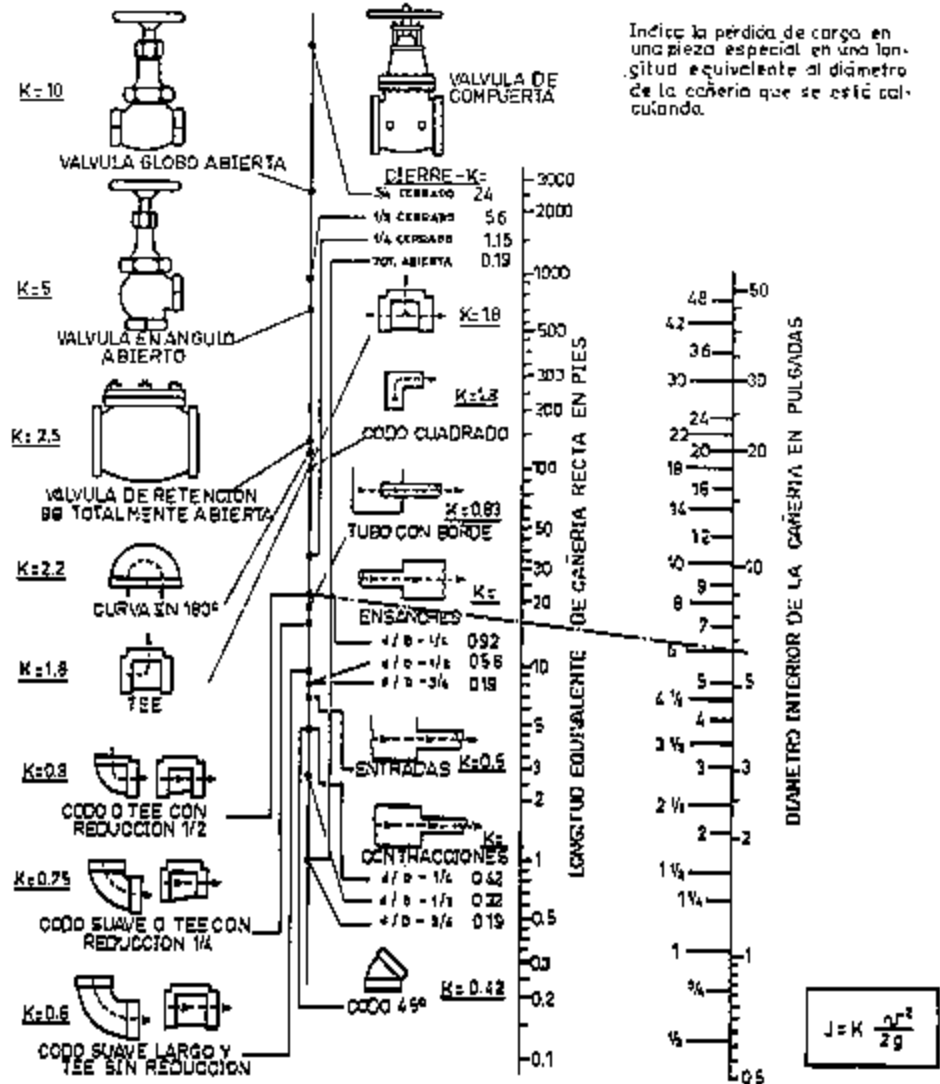
H_T = Pérdidas Totales o Altura Efectiva de la bomba (m. ca)

H_{Sr} = Pérdidas por cargas secundarias (m. ca)

H_{Pr} = Pérdidas Primarias por tubería (m. ca)

H_{Eq} = Pérdidas Por equipos (Chiller, Umas) (m. ca)

Figura 11. Nomograma de pérdidas de carga secundaria de la firma Gould Pumps U.S.A.

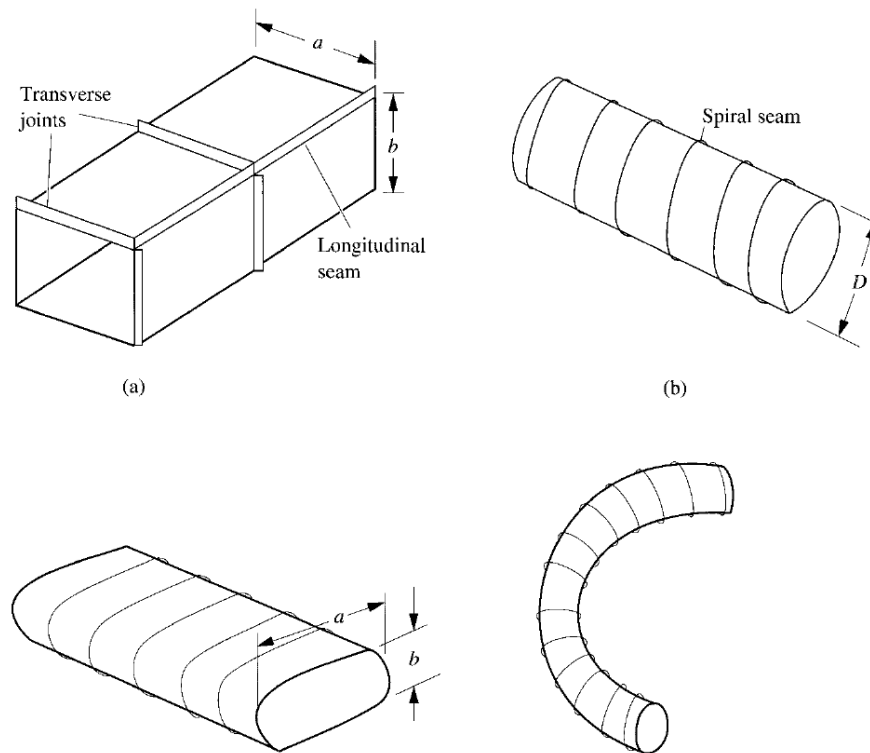


La longitud equivalente será seleccionada de acuerdo al diámetro interior del accesorio y al tipo de accesorio. De esta manera se traza una línea entre el punto que corresponde al diámetro ubicado en la línea vertical derecha y el punto que corresponde al tipo de accesorio ubicado en la línea vertical izquierda. El cruce de esta línea hará una intercepción con la línea centro, que representará la longitud equivalente de dicho accesorio y será evaluado en la siguiente ecuación, ya mencionada anteriormente.

7.1.3. Cálculo y dimensionamiento de sistemas de Ductos y distribución de aire.

Existen varios tipos de ductos, los más comunes son los ductos rectangulares, Espiro ductos, ducto delgado ovalado y ductos flexibles. La Figura 12, ilustra los ductos antes mencionados.

Figura 12. Tipos de ductos de Aire.



Haciendo un análisis comparativo entre los ductos mencionados, los conductos rectangulares tienen la mayor área de sección transversal. Son menos rígidos que los conductos redondos y se fabrican más fácilmente in situ. [32] Las juntas de los conductos rectangulares tienen un porcentaje comparativamente mayor de fugas de aire que los conductos redondos fabricados en fábrica y los conductos ovalados planos, así como los conductos de fibra de vidrio. Los conductos rectangulares no sellados pueden tener una fuga de aire del 15 al 20 por ciento del caudal del volumen de suministro. Los conductos rectangulares se usan generalmente en sistemas de baja presión. Los ductos flexibles son utilizados más

como un acople o extensión de los ductos redondos o circulares fabricados en lámina galvanizada.

La metodología por desarrollar se basará en el dimensionamiento del sistema de distribución de aire, a través de ductos rectangulares, fabricados en lámina de fibra de vidrio, generalmente encontrada de 1" de espesor.

Métodos de dimensionamiento de Ductos.

Método de Fricción Constante:

Este método dimensiona el conducto de aire de manera que la pérdida de fricción del conducto por unidad de longitud, esta caída de presión, en varias secciones del conducto siempre permanece constante. Las dimensiones finales de los conductos dimensionados deben redondearse al tamaño estándar. La selección la caída de presión generalmente se basa en la experiencia, se utiliza por ejemplo 0.1 in. WC por 100 pies (0.82 Pa / m) para sistemas de baja presión. [38]

Método de Velocidad Constante:

El método de velocidad constante se usa a menudo para sistemas de escape que transportan partículas de polvo en aplicaciones industriales. Este método primero determina la velocidad mínima del aire en varias secciones del conducto de acuerdo con el requisito de flotar las partículas, ya sea por cálculo o por experiencia. Sobre la base de la velocidad del aire determinada, el área de la sección transversal y, por lo tanto, la dimensión del conducto se puede estimar y luego redondear a un tamaño estándar. [38]

Método de Recuperación Estática:

El método de recuperación estática consiste en dimensionar el conducto de aire de modo que el aumento de la presión estática (recuperación estática) debido a la reducción de la velocidad del aire en el conducto principal de suministro después de cada toma de rama casi compensa la pérdida de presión de la sección del conducto siguiente a lo largo del conducto principal. Como consecuencia, la presión estática en el extremo común de la T divergente o en Y de la sección del conducto de tamaño sigue siendo aproximadamente la misma que la de la sección anterior. [38]

De los tres métodos anteriormente mencionados, el método de caída de presión constante será el que se implementará en el desarrollo de la metodología para la sección de diseño de ductos.

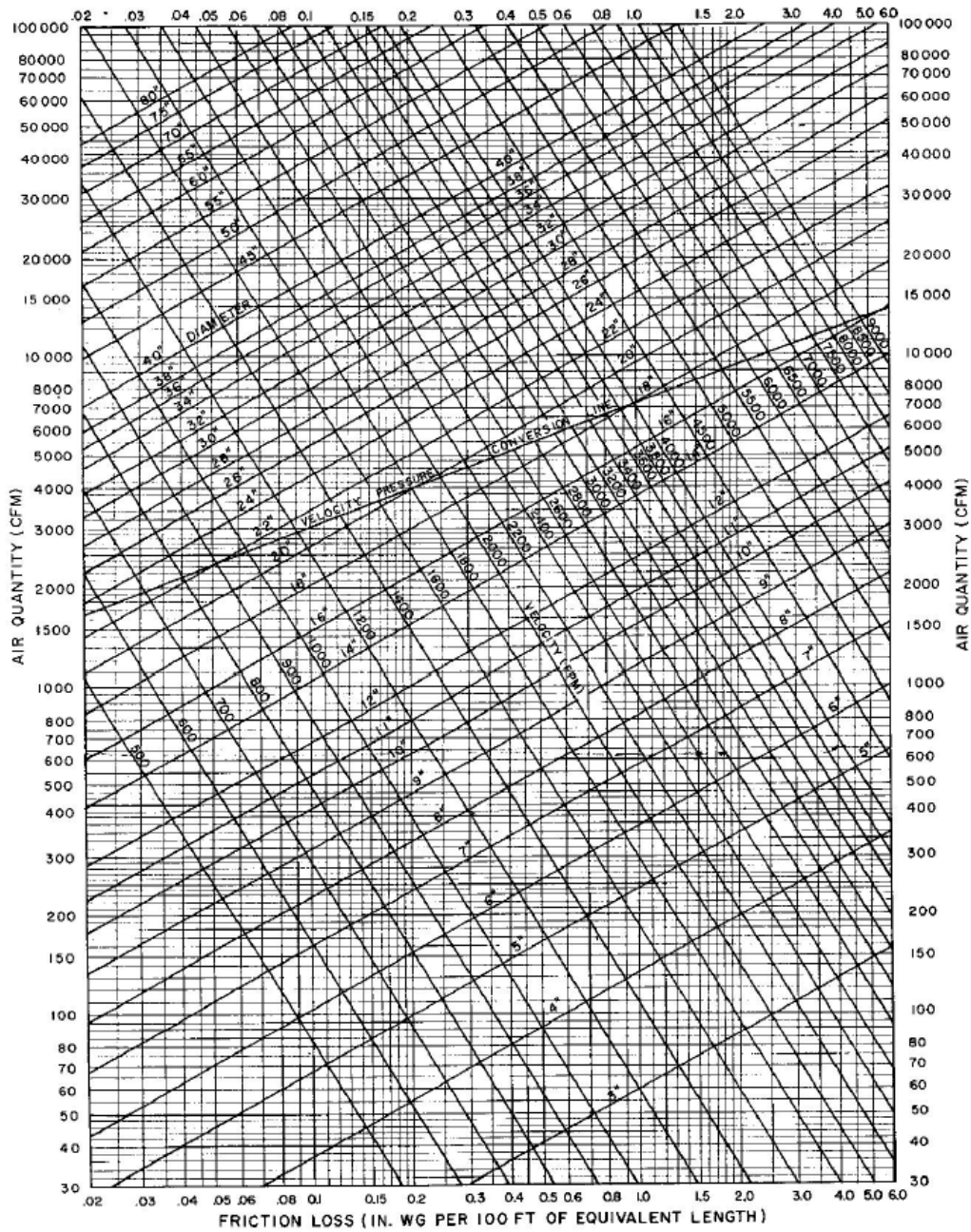
Para aplicar el método, primero es necesario establecer las velocidades recomendadas, de acuerdo a la aplicación, nivel de ruido y tipo de ducto, ya sea de suministro o retorno. La Tabla 19 muestra las velocidades recomendadas bajo normas sanitarias para dimensionar de manera óptimo los sistemas de distribución de aire. Figura 23

Tabla 19. Velocidades recomendadas por normas sanitarias para el diseño de sistema de distribución de aire. (Ft/m m/s)

Aplicación	Factor de control del nivel de ruido (conductos principales)	Factor de control de rozamiento en conductos			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	600-3	1000-5	800-4	600-3	600-3
Apartamentos, dormitorios de hotel, hospitales	1000-5	1500-7.5	1300-6.5	1200-6	1000-5
Oficinas particulares, despacho de directores, Bibliotecas	1200-6	2000-10	1500-7.5	1600-8	1200-6
Cine, teatro, auditorios	800-4	1300-6.5	1100-5.5	1000-5	800-4
Oficinas públicas, restaurantes, comercios de primera, bancos	1500-7.5	2000-10	1500-7.5	1600-8	1200-6
Comercios de categoría media, cafeterías	1800-9	2000-10	1500-7.5	1600-8	1200-6
Locales industriales	2500-12.5	3000-15	1800-9	2200-11	1500-7.5

Con base en las velocidades plasmadas en la tabla anterior y teniendo en cuenta la caída de presión seleccionada y la cantidad de flujo de aire que pasará por el ducto, es posible a través del siguiente gráfico, encontrar el tamaño del ducto con sección circular.

Figura 13. Dimensionamiento de ducto para sección circular con base en el factor de caída de presión y los CFM requeridos.



Con el diámetro redondo seleccionado a través de la figura anterior, se puede encontrar la dimensión equivalente del ducto en forma rectangular, a través de la siguiente tabla.

Tabla 20. dimensión equivalente del ducto en forma rectangular.

Lado	24	26	28	30	32
	Area ft Diam "	Area ft Diam "	Area ft Diam "	Area ft Diam "	Area ft Diam "

22										
24	3.74	26.2								
26	4.03	27.2	4.40	28.4						
28	4.33	28.2	4.74	29.5	5.10	30.6				
30	4.68	29.3	5.07	30.5	5.44	31.6	5.86	32.8		
32	4.94	30.1	5.37	31.4	5.79	32.6	6.23	33.8	6.68	35.0
34	5.24	31.0	5.69	32.3	6.15	33.6	6.60	34.8	7.06	36.0
36	5.58	32.0	5.94	33.0	6.52	34.6	6.99	35.8	7.46	37.0
38	5.86	32.8	6.38	34.2	6.87	35.5	7.34	36.7	7.87	38.0
40	6.15	33.6	6.71	35.1	7.22	36.4	7.71	37.6	8.29	39.0
42	6.45	34.4	7.03	35.9	7.58	37.3	8.12	38.6	8.68	39.9
44	6.75	35.2	7.34	36.7	7.91	38.1	8.50	39.5	9.07	40.8
46	7.03	35.9	7.63	37.4	8.35	38.9	8.85	40.3	9.48	41.7
48	7.30	36.6	7.95	38.2	8.59	39.7	9.25	41.2	9.89	42.6
50	7.58	37.3	8.25	38.9	8.90	40.4	9.61	42.0	10.3	43.5
52	7.87	38.0	8.55	39.6	9.25	41.2	9.98	42.8	10.7	44.3
54	8.16	38.7	8.85	40.3	9.61	42.0	10.4	43.6	11.0	45.0
56	8.42	39.3	9.16	41.0	9.94	42.7	10.7	44.3	11.4	45.8
58	8.63	39.8	9.48	41.7	10.3	43.4	11.0	45.0	11.8	46.6
60	8.89	40.4	9.75	42.3	10.5	44.0	11.4	45.8	12.2	47.3
64	9.43	41.6	10.3	43.5	11.2	45.4	12.1	47.2	12.9	48.7
68	9.98	42.8	10.9	44.7	11.8	46.6	12.8	48.4	13.7	50.2
72	10.4	43.8	11.5	45.9	12.4	47.8	13.5	49.7	14.4	51.5
76	10.8	44.9	12.0	47.0	13.1	49.0	14.1	50.8	15.1	52.7
80	11.5	46.0	12.6	48.0	13.7	50.1	14.7	52.0	15.8	53.9
84	12.0	46.9	13.2	49.2	14.2	51.1	15.4	53.2	16.5	55.0
88	12.5	47.9	13.7	50.1	14.8	52.2	16.1	54.3	17.3	56.3
92	12.9	48.7	14.2	51.1	15.5	53.4	16.7	55.4	18.0	57.4
96	13.3	49.5	14.8	52.2	15.9	54.0	17.2	56.2	18.6	58.5
100	13.9	50.6	15.0	52.5	16.7	55.3	17.9	57.3	19.2	59.4
104	14.6	51.8	15.8	53.9	17.1	56.0	18.6	58.5	19.9	60.5
108	14.8	52.1	16.2	54.6	17.6	56.8	19.2	59.4	20.5	61.4
112	15.1	52.7	16.8	55.5	18.3	58.0	19.7	60.1	21.1	62.3
116	15.8	53.9	17.3	56.4	18.9	58.9	20.3	61.1	22.0	63.6

Tabla 20. Continuación.

120	16.2	54.6	17.8	51.1	19.4	59.6	20.9	62.0	22.7	64.5
124	16.5	55.2	18.4	58.1	19.8	60.3	21.6	63.0	23.2	65.4
128	17.1	56.0	18.8	58.8	20.3	61.1	22.3	64.0	23.7	66.0
132	17.4	56.5	19.3	59.5	20.8	61.8	22.6	64.4	24.5	67.0
136	17.9	57.3	19.7	60.2	21.4	62.7	23.0	65.0	25.1	67.9
140	18.5	58.2	20.3	61.0	22.3	64.0	24.1	66.5	25.9	69.0
144	18.8	58.7	20.6	61.5	22.7	64.5	24.8	67.5	26.3	69.5

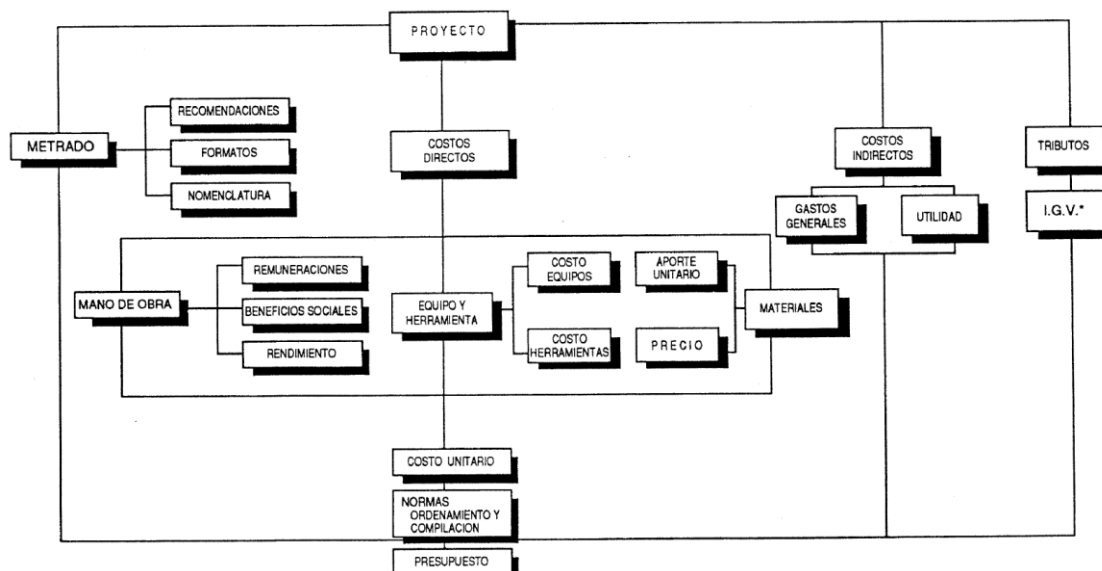
De esta manera es posible dimensionar el ducto, ya sea rectangular o redondo, para diferentes flujos de aire y velocidades, teniendo como base, la caída de presión establecida para el diseño.

7.1.4. Análisis de precio unitario y conformación de propuesta económica.

La elaboración de un presupuesto, tiene su base en la asignación de un precio unitario a cada una de las actividades que se desarrollan representadas por un volumen de obra. El costo total es la sumatoria de la multiplicación de los precios unitarios y la cantidad de cada ítem. [39]

La Figura 14, muestra de manera precisa y ordenada, el esquema general de elaboración de un presupuesto de obra, que será de gran ayuda para definir cada uno de los conceptos importantes para el desarrollo de un presupuesto.

Figura 14. Esquema general de elaboración de un presupuesto de obra. [40]



A continuación, se definen cada uno de los elementos que conforman el desarrollo del presupuesto, con base en la figura anterior.

- **Metrado**

Se define así al conjunto ordenado de datos obtenidos o logrados mediante lecturas acotadas, preferentemente, y con excepción con lecturas a escala de

planos específicos de la obra. Los metrados se realizan con el objeto de calcular la cantidad de obra a realizar y que al ser multiplicado por el respectivo costo unitario (APU) y sumados obtendremos el costo directo.

- **Costos Directos**

El costo directo es la suma de los costos de materiales, mano de obra (incluyendo leyes sociales) y outsourcing, el cual incluye equipos, herramientas, y todos los elementos requeridos para la ejecución de una obra. En otras palabras, estos costos son asociados a el costo fijo antes de la utilidad.

Según la Figura 14, y como se mencionó recientemente el costo directo relaciona los materiales, Mano de Obra y Servicios Outsourcing, que se definen a continuación

Materiales: son los recursos que se utilizan en cada una de las actividades o ítems de la obra. Los materiales están determinados por las especificaciones técnicas, donde se define la calidad, cantidad, marca, procedencia, color, forma, o cualquier otra característica necesaria para su identificación. [40]

Mano de Obra: Corresponde a la cantidad de mano de obra calificada para la elaboración del ítem, el pago de las prestaciones sociales y el rendimiento de acuerdo a la actividad que se vaya a ejecutar. [41]

Servicios Outsourcing: Los costos de servicios Outsourcing se relacionan con cada uno de los medios auxiliares que permiten la realización de la actividad, como lo es el transporte Interno del personal, fletes, Viáticos, Herramientas menores y equipos. [40]

- **Costos Indirectos**

Se asocian a los costos dados por Utilidad, impuestos y gastos administrativos generales. No serán tenidos en cuenta debido a que no se pueden asociar al análisis de precio unitario sino al global de la obra y son variables de acuerdo a las condiciones contractuales de cada empresa. [40]

7.2. Desarrollo metodológico para el diseño, selección y presupuesto de sistemas de aire acondicionado con tecnología tipo Chiller condensado por aire.

7.2.1. Desarrollo metodológico de cálculo de carga térmica basado en el modelo CLTD (Cooling load temperature difference).

Existen varios métodos que permiten realizar modelamientos de carga térmica en recintos o edificaciones. Modelos básicos como Heat Balance, el cual es la base principal de todos los métodos y consiste principalmente en encontrar a través de ecuaciones de balance de calor la temperatura interior de la superficie de una edificación en el tiempo, para simultáneamente calcular la carga de enfriamiento sensible, latente y las generadas por infiltración o ventilación [42]. Otro método que parte del descrito anteriormente es conocido como el método de Función de transferencia, que resulta ser, un método que dispone del cálculo de un factor o coeficiente de función de transferencia por conducción y es la raíz principal de método que se implementará en el desarrollo metodológico, conocido como CLTD (cooling load temperature difference) [43]

Sin embargo, se advierte que existen métodos más precisos como el método RTS, utilizados también para cálculos de carga térmica que implementan modelos mucho más complejos, que involucran el factor de radiación como clave para la estimación del cálculo de carga térmica y que requieren de mayor poder computacional [44].

El método CLTD el cual ya fue explicado en el resultado anterior es un método práctico, basado en normas y validado teórica y experimentalmente por la ASHRAE. Este método ha sido implementado en herramientas computacionales, tal que sea posible calcular con más precisión y sistemáticamente la carga térmica de las edificaciones. Programas como CYPECAD, ELITE, ENERGYPLUS son entre otros, herramientas que poseen este método y que están avalados a nivel internacional como software de desarrollo para el cálculo de carga térmica y simulaciones energéticas en edificaciones.

Para efectos de la metodología que se quiere plantear, se hará uso del programa desarrollado por el grupo ELITE software, el cual es un programa completo de cálculo de cargas HVAC conocido como (Chvac), que se diseñó para calcular de forma rápida y precisa las cargas máximas de calefacción y refrigeración para edificios con zonas ilimitadas y hasta 100 manipuladores de aire. Chvac utiliza los procedimientos y métodos exactos que se describen en el Manual de Fundamentos de ASHRAE de 1989 y 1993 para el método CLTD [34]. y en el Manual ASHRAE de Fundamentos de 2001 para el método RTS [31].

El programa permite a través de Informes exhaustivos, enumerar las cargas de zona, las cargas de aire exterior, los requisitos de tonelaje, las cantidades de aire de suministro, los caudales de agua fría y los datos psicométricos completos, incluidas las condiciones de entrada y salida de la bobina. También proporciona características tales como sombreado exterior e interior, perfiles de carga de operación interna, rotación de edificios, cálculos de recalentamiento y subenfriamiento, tolerancias de presurización positiva y negativa [45]. La nueva carga del edificio y los gráficos de resumen proporcionan al usuario una imagen gráfica rápida de la distribución de la carga. La edición de pantalla completa, la ayuda continua en línea, la ayuda seleccionada y la comprobación dinámica de errores hacen que el programa sea extremadamente amigable para un nuevo usuario.

Los datos para cada zona pueden ingresarse con la ventana de datos de zona personalizable o con la nueva y poderosa herramienta de diagramación, Drawing Board.

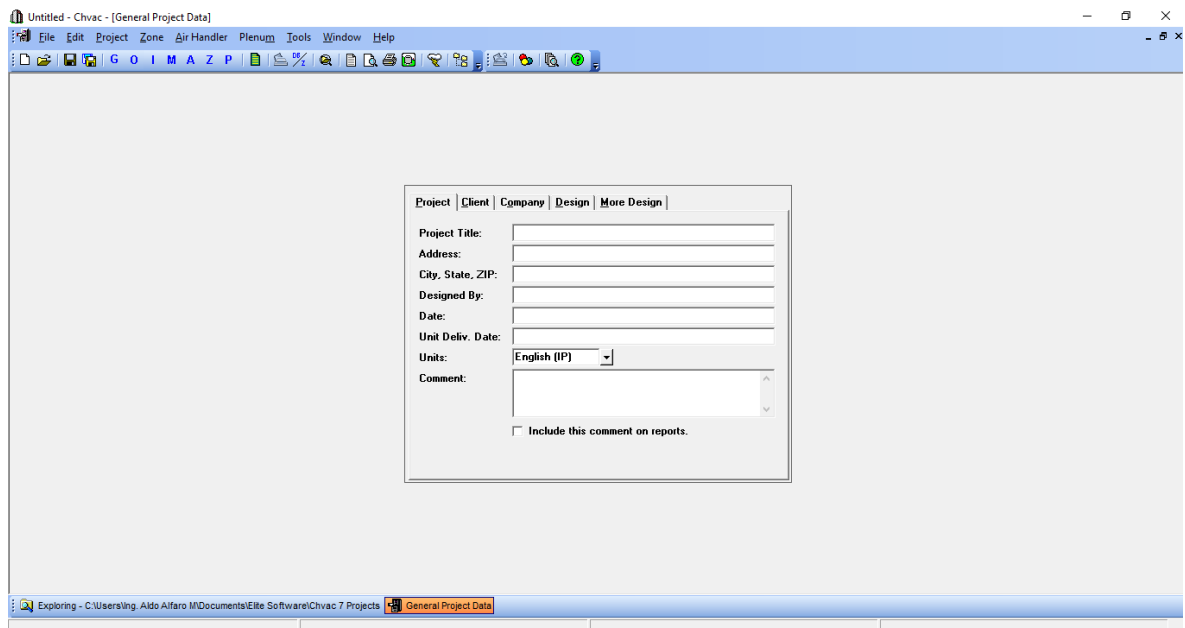
Chvac también puede intercambiar o proporcionar datos para otros programas Elite Software, incluidos Energy Audit, Ductsize, Quote y PsyChart.

7.2.1.1 Descripción operativa del programa CHAV ELITE software.

La apertura del programa se ejecuta como generalmente se realiza en otros, es necesario ir a la ubicación del mismo y hacer doble click para inicializar el arranque.

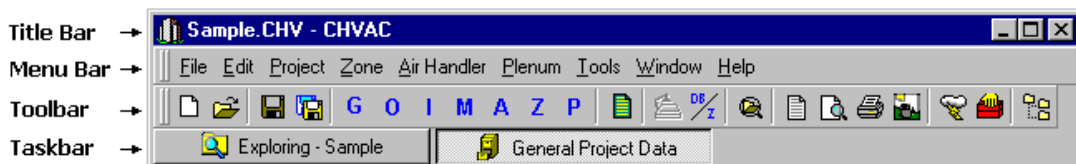
Una vez abierto el programa despliega la siguiente ventana, la cual es el punto de partida para el cálculo de carga térmica que se requiere realizar.

Figura 15. Ventana Principal, ELITE CHVAC versión 7.01.269



A continuación, se puede observar los elementos básicos de la ventana principal del software CHVAC, en donde se resalta la barra de título, la barra de menú, la barra de herramientas y la barra de tareas respectivamente.

Figura 16. Elementos básicos de la ventana principal, ELITE CHVAC versión 7.01.269.



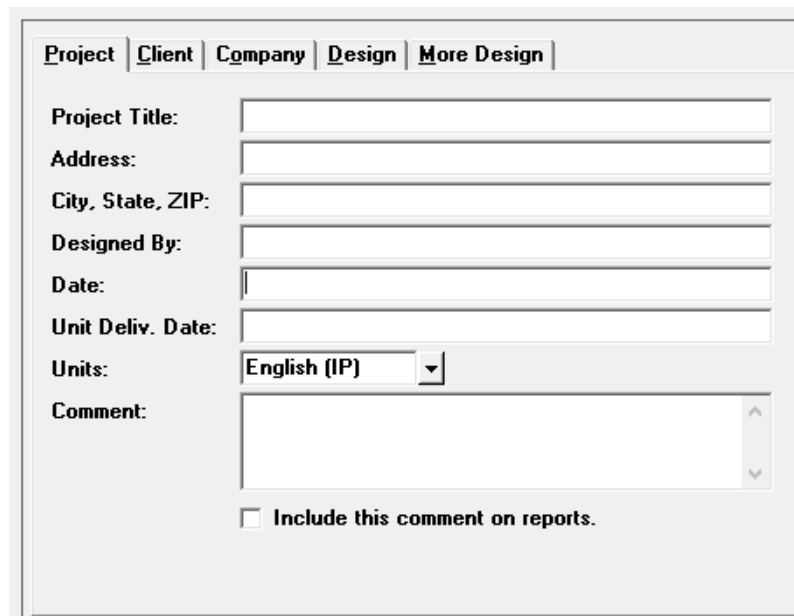
Donde:

- Barra de título: muestra el nombre del proyecto actual.
- Barra de menú: el menú personalizable brinda acceso a todas las características del programa.
- Barra de herramientas: muestra los elementos del menú principal que más se usarán.

- Barra de tareas: similar a la barra de tareas de Windows, muestra un botón para cada ventana secundaria abierta.

La primera subventana abierta corresponde al General Project data, como se puede observar en la siguiente figura, la cual maneja una secuencia junto con todas las demás subventanas con base en cada letra de la barra de herramientas. (Véase Figura 16)

Figura 17. Ventana General Project Data, ELITE CHVAC version 7.01.269



The screenshot shows a software window titled 'General Project Data' with a tabbed interface. The tabs are 'Project', 'Client', 'Company', 'Design', and 'More Design'. The 'Project' tab is selected. The form contains the following fields and controls:

- Project Title: [Text Input]
- Address: [Text Input]
- City, State, ZIP: [Text Input]
- Designed By: [Text Input]
- Date: [Text Input]
- Unit Deliv. Date: [Text Input]
- Units: [Dropdown Menu] (Current selection: English (IP))
- Comment: [Text Area with Scroll Bar]
- Include this comment on reports.

En los subíndices Project, Client y Company de la ventana General Project data se podrá diligenciar los datos básicos del proyecto, como su título, dirección, ciudad, nombre del diseñador, fecha, datos del cliente, datos de la compañía y se puede seleccionar entre otras cosas las unidades de trabajo para el cálculo de carga térmica.

Una vez diligenciado lo anterior y desplegando la pestaña Design, se podrá dar inicio con la etapa de diseño, como se muestra en la Figura 18.

Figura 18. Design of General Project Data, ELITE CHVAC version 7.01.269

Project	Client	Company	Design	More Design
Operating Profiles				
People:	0	▼		
Lighting:	0	▼		
Equipment:	0	▼		
Watts Per Sq. Foot				
Lighting:	0	▼		
Equipment:	0	▼		
People				
Square Feet per Person:	0	▼		
People Diversity Factor (%):	100	▼		
Sensible Heat per Person:	0	▼		
Latent Heat per Person:	0	▼		
Building Operation				
Opening Hour:	1	▼		
Closing Hour:	24	▼		

Por otra parte, el Operating profile permitirá especificar qué perfil de carga de funcionamiento (ya sea para las personas, la iluminación o el equipo) debe ser utilizado por Chvac para calcular la carga operativa por hora. Si se ingresa cero (0), entonces no se ingresará carga operativa, y Chvac realizará cálculos sobre la base de una carga operativa del 100% por hora.

Por otro lado, también se puede observar en la parte inferior izquierda los watts por iluminación y equipos respectivamente, que dependerán claramente de los equipos de iluminación y demás artefactos que puedan ser una fuente de generación de calor. Generalmente la iluminación es de 2 vatios por pie cuadrado. Tenga en cuenta que también es posible ingresar directamente los vatios de iluminación para cualquier zona en la ventana de datos de zona y anular el efecto de esta entrada, con un rango de 0 a 10,000.00 vatios. Al igual que la iluminación, Equipos es típicamente de 1 vatio por pie cuadrado.

Para la sección People es posible configurar la cantidad de personas por pie cuadrado, según sea el caso, de acuerdo a lo ya expuesto anteriormente en la revisión teórica. Además, se podrá establecer el factor de diversidad para personas y el calor sensible y latente por persona de acuerdo a lo establecido por

el libro de fundamentos de la ASHRAE de 1989 y 1997 [34]. cómo se evidencia en la Figura 19.

Figura 19 Selección de calor sensible y latente para personas. ELITE CHVAC versión 7.01.269

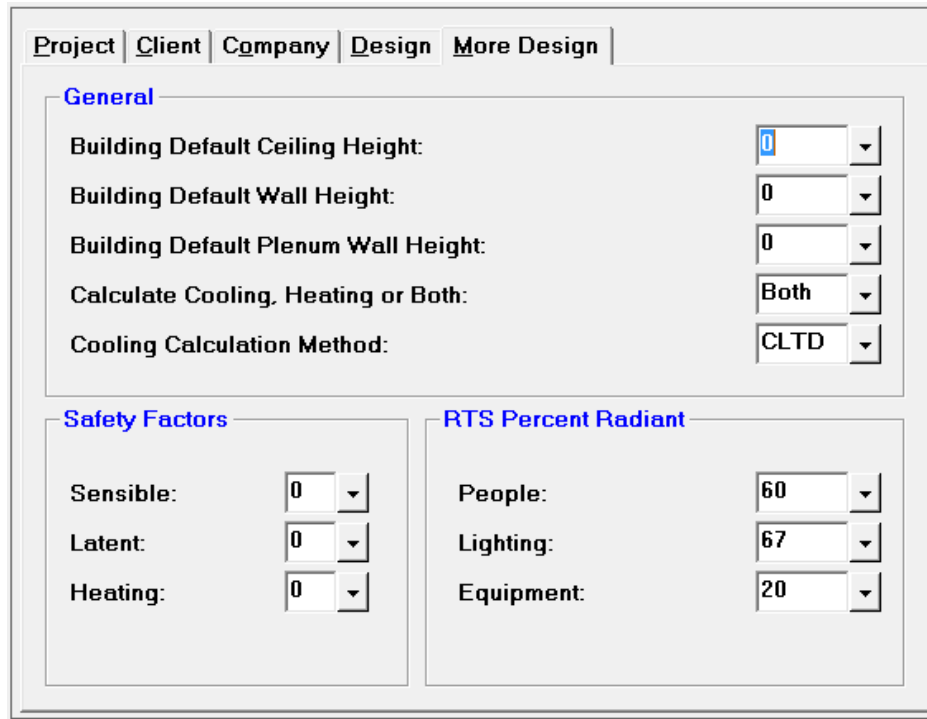
Degree of Activity	Typical Application	Sensible Btuh	Latent Btuh
Seated at theater	Theater-Matinee	225	105
Seated at theater	Theater-Evening	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apts	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apts	250	200
Standing, light work; walking	Dept store, retail store	250	200
Walking, standing	Drug store, bank	250	250
Sedentary work	Restaurant	275	275
Light bench work	Factory	275	475
Moderate dancing	Dance hall	305	545
Walking 3 mph; light machine work	Factory	375	625
Bowling	Bowling alley	580	870
Heavy work	Factory	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	635	965
Athletics	Gymnasium	710	1090

El calor sensible y latente sugerido por la ASHRAE depende evidentemente de la actividad y de la aplicación típica de construcción para el cual se realiza el cálculo de carga térmica

El Building Operation indica las horas que se tendrán en cuenta para realizar el cálculo de carga térmica y puede ir desde la hora 1 hasta las 24 horas.

Dando continuidad al uso del software CHVAC, se despliega ahora la pestaña More Design, en la cual es posible encontrar la sección general, el factor de seguridad y el porcentaje de radiación para el método RTS, siendo este último descartado en esta metodología. La siguiente figura muestra el cuadro More Design.

Figura 20. More Design, ELITE CHVAC versión 7.01.269



Section	Parameter	Value
General	Building Default Ceiling Height:	0
	Building Default Wall Height:	0
	Building Default Plenum Wall Height:	0
	Calculate Cooling, Heating or Both:	Both
	Cooling Calculation Method:	CLTD
Safety Factors	Sensible:	0
	Latent:	0
	Heating:	0
RTS Percent Radiant	People:	60
	Lighting:	67
	Equipment:	20

En la sección general es posible introducir los datos de la altura promedio del cielo raso y paredes de la edificación, además se puede indicar la altura del plenum para el caso en el que el retorno se haga por esta configuración. En otras palabras, cuando el retorno es por plenum se debe tener en cuenta el Building Default Plenum Wall Height, Otro punto importante, consiste en seleccionar el tipo de carga que se quiere calcular; ya sea, enfriamiento, calefacción o ambos. Para el caso de la metodología planteada se tendrá en cuenta solo la carga para enfriamiento y finalmente se seleccionará como método de cálculo.

En la parte inferior izquierda es posible asignar un valor como factor de seguridad del calor sensible, calor latente y calefacción, este valor se recomienda que sea un 10%.

Para el caso de esta metodología la parte inferior derecha no debe ser diligenciada, ya que solo aplica para el método RTS.

De esta manera el General Project Data estaría culminado de acuerdo a esta metodología.

Siguiendo con el desarrollo de la metodología, se encuentra la letra O de la barra de herramientas, que corresponde a los perfiles de operación, lo cual permite configurar las cargas de las personas, iluminación y de equipos para reducir la carga de enfriamiento durante ciertas horas del día, como se ilustra en la Figura 21. Los perfiles de carga de personas se pueden considerar como programas de ocupación para el edificio [45], mientras que los perfiles de carga de iluminación y equipos se pueden considerar como programas de operación para el edificio. Tenga en cuenta que el porcentaje de perfil más alto permitido es 100%, que se ingresa como "C". Todos los demás porcentajes de perfil reducirán la carga calculada. Por ejemplo, si tres cuartas partes del edificio se apaga después de las 5 p.m., el perfil de carga de iluminación para las 6 p.m. sería 25 (25%). Tenga en cuenta que ingresar un valor inferior a "C" durante una hora fuera de las horas de funcionamiento del edificio no tendría ningún efecto en la carga.

Figura 21. Vista de Perfiles De Operación, ELITE CHVAC versión 7.01.269

Description	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm
1 People	0	0	0	10	10	50	70	80	80	C	C	C	C	C	C
2 Lighting	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3 Equipment	0	0	80	80	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Una vez concretado los perfiles de operación se hace click en la letra I, que corresponde a las condiciones de diseño internas y externas del aire. Esta parte del programa se utiliza para configurar las condiciones Psicrométricas del aire húmedo externo e interno como se muestra en la Figura 22 y que será determinante para el cálculo de carga térmica de la edificación.

En esta etapa se deben colocar los datos geográficos correspondientes a la ubicación de la edificación, como el nombre de la ciudad, latitud, altitud y longitud. Además, se designa el factor de claridad. El Daily Range y el Local Std. Meridian no serán tenidos en cuenta debido a que se aplican solo para el método RTS.

En la parte inferior se registrará el mes para el cual se quiere realizar el cálculo. Normalmente se utiliza el mes con mayores temperaturas promedio, el cual es conocido como el mes crítico.

Como se mencionaba anteriormente con la ayuda de la carta Psicrométrica, la cual ya fue explicada en la sección anterior se determina las propiedades del aire humero, para este caso la temperatura de bulbo húmedo exterior.

Para la temperatura de bulbo seco interior se debe fijar de acuerdo a la temperatura de diseño, la cual se recomienda según la ASHRAE, entre 21°C y 24 °C, correspondiente a las condiciones de confort del cuerpo humano, que para términos de humedad relativa se considera que está entre el 50% y 60%.

Figura 22. Condiciones de diseño internas y externas del aire, ELITE CHVAC versión 7.01.269

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1 (None)	0	0	0	50
2 (None)	0	0	0	50
3 (None)	0	0	0	50
4 (None)	0	0	0	50
Winter:	0		0	

El programa continúa con el Master Data, donde se seleccionan los materiales de construcción del recinto o edificación a evaluar. La selección se hace con respecto a un paquete de materiales previamente agrupados por la ASHRAE, teniendo la frecuencia de utilización de los mismos en las actuales edificaciones.

Figura 23. Ventana Master Data, ELITE CHVAC versión 7.01.269

Roofs | Walls | Glass | Partitions | Shading

CLTD Roof Definitions

ASHRAE Number	U-Factor	Dark	Susp. Ceil
1	0	N	N
2	0	N	N
3	0	N	N
4	0	N	N

RTS Roof Definitions

CTS Type	U-Factor	Absorptance	h (Outside)	Emittance	Delta R
1	0	0	0	0	20
2	0	0	0	0	20
3	0	0	0	0	20
4	0	0	0	0	20

En esta etapa, es posible seleccionar los materiales de construcción para techos, paredes, vidrios y particiones internas del recinto con respecto a cada método de acuerdo a la Tabla 1, Tabla 4 y Tabla 6. El factor de sombra se descarta para esta metodología.

Para la configuración del Air Handler data, solo se tendrá en cuenta la pestaña infiltración y ventilación, las demás quedan descartadas para la metodología propuesta, aclarando que estas, no afectarán en el cálculo de carga térmica, no obstante, son utilizadas como una extensión para el diseño y dimensionamiento de ductos, que para esta metodología se tratará posteriormente con el programa Ductsizer. La siguiente figura muestra la ventana Air Handler data situada en la pestaña infiltración y ventilación.

Figura 24. Ventana Air Handler Data- Infil & Vent, ELITE CHVAC versión 7.01.269

The screenshot shows the 'Air Handler Data - Infil & Vent' window. At the top, there are fields for 'No: 1' and 'Name:'. Below this is a tabbed interface with tabs for 'Main', 'General', 'Infil & Vent', 'Indoor Conditions', 'Misc', 'Duct Sizing', and 'Equipment'. The 'Infil & Vent' tab is active. The window is divided into four quadrants:

- Heating Ventilation:** Radio buttons for 'Air Changes per Hour', 'CFM per Person' (selected), 'CFM per Square Foot', 'CFM/Person AND CFM/sq.ft.', 'Direct CFM', and '100% of Supply'. Below are 'CFM/Pr Value' and 'Value (n/a)' fields, both set to 0.
- Cooling Ventilation:** Radio buttons for 'Air Changes per Hour', 'CFM per Person' (selected), 'CFM per Square Foot', 'CFM/Person AND CFM/sq.ft.', 'Direct CFM', and '100% of Supply'. Below are 'CFM/Pr Value' and 'Value (n/a)' fields, both set to 0.
- Heating Infiltration:** Radio buttons for 'Air Changes per Hour' (selected), 'CFM per Person', 'CFM per Square Foot', and 'Direct CFM'. Below is a 'Value' field set to 0.
- Cooling Infiltration:** Radio buttons for 'Air Changes per Hour' (selected), 'CFM per Person', 'CFM per Square Foot', and 'Direct CFM'. Below is a 'Value' field set to 0.

CHVAC permite cuatro métodos diferentes para agregar aire exterior, ya sea para ventilación o infiltración. Tenga en cuenta que, debido a las variaciones estacionales, puede describir las diferentes tasas de verano (refrigeración) e invierno (calefacción) tanto para la infiltración como para la ventilación. Normalmente, una zona no tendría infiltración ni ventilación, aunque CHVAC es capaz de realizar los cálculos. Tenga en cuenta que estas entradas pueden anularse en la ventana de datos de zona.

La ventilación se refiere al aire exterior (fresco) que el equipo de HVAC introduce mecánicamente en el espacio acondicionado, mientras que la infiltración se refiere a la fuga de aire de forma descontrolada hacia el edificio a través de huecos (grietas) en el sobre [46]. Tenga en cuenta que el aire exterior normalmente debe ser del seis (6) al diez (10) por ciento del aire de suministro total para la

comodidad del ocupante. En ningún caso, el total de aire exterior debe ser inferior a cinco CFM por persona.

La adición de aire exterior impone una carga en el equipo HVAC que debe tenerse en cuenta. Si se ingresa como infiltración en lugar de ventilación, también se incrementa el requisito de suministro de aire de las zonas. Las cargas adicionales de calentamiento y enfriamiento sensible se determinan usando las diferencias de temperatura de diseño mientras que la carga de enfriamiento latente se determina usando los granos de diferencia de humedad. Por lo general, se necesita menos aire de ventilación en el invierno que en el verano. Asegúrese de que no importa qué método use, el aire fresco que circula por el edificio no es inferior a 5 CFM por persona para evitar la acumulación de CO₂ [47].

Por último, se encuentra el Zone Data, donde se establecerán las condiciones finales para el cálculo de carga térmica. En esta etapa se seleccionan las dimensiones del techo, paredes y ventanas. Tenga en cuenta que, para adicionar puertas en las paredes, es necesario primero establecer el material de las mismas en el master data y seguidamente configurarlas en el Wall Type con las dimensiones respectivas. Nótese en la siguiente figura, que se debe suministrar la longitud y el ancho de cada sección, techo, paredes y ventanas respectivamente. La siguiente figura ilustra el Zone Data

Figura 25. Ventana Zone Data, ELITE CHVAC versión 7.01.269

No.	Name	System	Group	Length	Width	Ht.(0->0)	Type	Check Errors
1		1	0	0	0	0	1	No

Roof Type	Length	Width	G.Refl.	Slope	Direction
1	0	0	20	0	UP
2	0	0	20	0	UP

Wall Type	Ht.(0->0)	Length	G.Refl.	Direction
1	0	0	20	
2	0	0	20	
3	0	0	20	
4	0	0	20	
5	0	0	20	
6	0	0	20	

Glass Type	Shade	Atten.	Tilt	Width	Height	Ref	Occ.
1	0	1	90	0	0	0	1
2	0	1	90	0	0	0	1
3	0	1	90	0	0	0	1
4	0	1	90	0	0	0	1
5	0	1	90	0	0	0	1
6	0	1	90	0	0	0	1

Lighting & Equipment

Lighting: 0 → 0
Pct. Rad.: 0 → 67
Sen.Equip: 0 → 0
Pct. Rad.: 0 → 20
Lat.Equip: 0

People

Number: 0 → 0
Sensible: 0 → 0
Pct. Rad.: 0 → 60
Latent: 0 → 0

Profiles

People: 0 → 0
Lighting: 0 → 0
Equipment: 0 → 0

A continuación, se realiza una breve descripción de cada una de las partes del Zone Data:

No: muestra el número de la zona actual.

Nombre: especifica el nombre de la zona.

Grupo: especifica el número de grupo VAV opcional para esta zona. Esta entrada le permite agrupar dos o más zonas juntas para tratarlas como un único espacio que tiene sus propios requisitos de tiempo de pico y flujo de aire

Sistema: especifica el número de controlador de aire por el que esta zona es suministrada.

Longitud ancho y altura: especifica las dimensiones del área acondicionada de la zona. Para una zona no rectangular, debe ingresar el área en la entrada de longitud y 1 en la entrada de ancho. El producto de las entradas de largo y ancho del piso debe ser igual al área del piso real. Con respecto a la altura, puede dejar este valor como cero para usar la altura del techo predeterminada que se muestra en la ventana Datos generales del proyecto.

Tipo: especifica las características de la zona, como su masa, la presencia de alfombras y el porcentaje de área de vidrio en el área de la pared. Esta entrada es necesaria tanto para los métodos de cálculo de RTS como de CLTD. Para el método CLTD, esta entrada se usa solo para establecer la construcción de la edificación (Ligera, Media o Pesada) en la determinación de la ganancia de calor solar para el vidrio

Verificar errores: si está establecido en Sí, lo hace para que el programa evalúe la zona en busca de errores de entrada.

- **Iluminación y equipamiento**

Iluminación de vatios: especifica los vatios de iluminación en la zona. Puede dejar este valor como cero por defecto para usar la entrada 'Vatios por pie cuadrado' en la ventana Datos del proyecto general. Ingrese una negativa (-1) para especificar cero vatios para esta zona.

Pct. Rad. (Porcentaje de iluminación sensible que es radiante): esta entrada solo es necesaria cuando se utiliza el método de cálculo de enfriamiento RTS.

Equipo Watts: especifica los vatios de los equipos en la zona. Puede dejar este valor como cero por defecto para usar la entrada 'Vatios por pie cuadrado' de la ventana General Project Data.

Equipo latente Btuh: especifica el calor latente debido a piscinas, fuentes, equipo de cocina, secadores de pelo u otros artículos similares.

- **Sección Personas:**

Número: especifica el número de personas que típicamente ocuparán esta zona. Puede dejar este valor como cero por defecto para usar el valor de pie cuadrado por persona que se muestra en el viento de General Project Data

Ganancia sensible y Latente por persona: este valor representa el calor sensible (bulbo seco) y latente (bulbo húmedo) aportado por las personas a las zonas. Si se ingresa un cero se tomará el valor calculado por el General Project Data. La tabla del Manual ASHRAE de 1989 de Fundamentos que ofrece valores sugeridos de ganancia de calor sensible y latente para un grupo mixto de ocupantes para diversas actividades.

- **Perfiles**

Personas, iluminación, equipo: estas entradas le permiten especificar qué perfil de carga de funcionamiento (ya sea para las personas, la iluminación o el equipo) debe ser utilizado por CHVAC para calcular la carga operativa por hora. Una entrada de un número entero de uno (1) a diez (10) indica que desea utilizar un perfil de carga diferente del que se ingresó en la ventana Datos generales del proyecto o en la ventana Datos del manejador de aire. Ingrese un menos uno (-1) para forzar un cero independientemente del valor en la ventana Datos generales del proyecto o en la ventana Datos del manejador de aire.

- **Techos, muros y vidrios.**

Techos, muros y vidrios: en estas entradas se puede modificar las dimensiones de cada ítem, seleccionar la orientación su orientación con respecto al norte.

Finalmente es posible obtener un reporte del cálculo de carga termina de la edificación a través del Icono PDF en la parte superior de la barra de herramientas, el cual suministrará información detallada de calor sensible y latente por zona generado por personas, iluminación, equipos, infiltración y ventilación.

7.2.2. Diseño de sistemas de aire acondicionado tipo Chiller condensado por aire a través de la utilización de herramientas computacionales, incluye cálculo de sistema de distribución de agua, selección de bomba, configuración de unidades terminales manejadoras de aire y sistemas de control.

El diseño esquemático del sistema se realizará en el software Taco Hydronic System Solution, el cual permitirá diseñar la red de distribución de agua y definir las velocidades en cada tramo. De esta manera, a través de una hoja de cálculo con la implementación de las ecuaciones que rigen el modelamiento de sistemas de bombeo, las cuales fueron descritas en la revisión teórica, se podrá calcular la caída de presión del sistema y seleccionar la bomba respectiva.

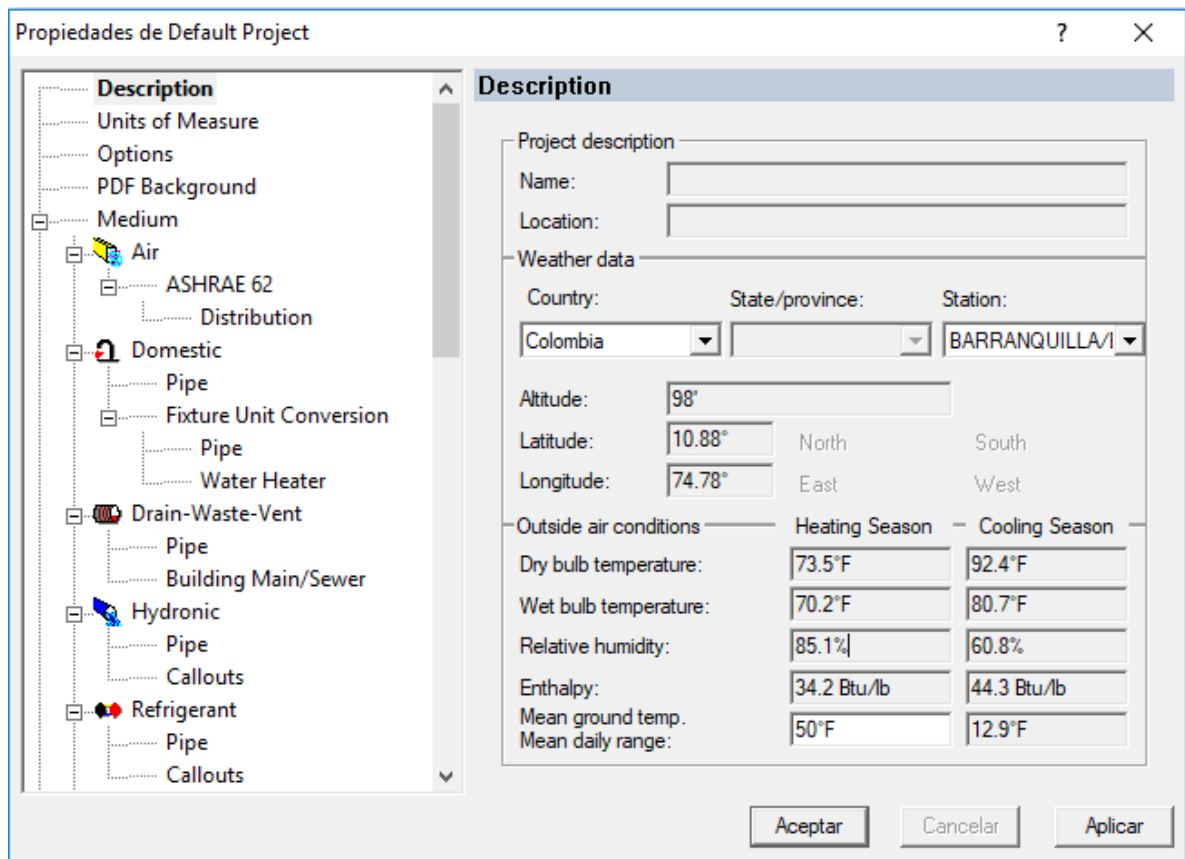
Con respecto al sistema de control, se realizará una breve descripción de los dispositivos básicos más utilizados en la tecnología tipo Chiller y la implicación que tiene en el ahorro energético de un sistema de aire acondicionado.

7.2.2.1. Diseño de sistemas de distribución de agua y selección de bomba.

Como se mencionó con anterioridad, la esquematización del sistema se realizará en el programa Taco Hydronic System Solution. HSS Design es una colección gratuita de herramientas que ayuda a optimizar el tiempo del diseño del sistema hidrónico. De hecho, todo un sistema se puede diseñar en 30 minutos de arriba abajo, considerando flujos totales de la planta, tamaños de tubería y equipos, hasta el punto de seleccionar y programar sistemas hidrónicos completos [48]

La metodología desarrollada utiliza como alternativa, Taco Hydronic System Solution, ya que permite esquematizar los equipos e interconectarlos, detallando flujos y capacidades térmicas ya obtenidas anteriormente del cálculo de carga térmica. El programa maneja una interfaz amigable e interactiva como se puede evidenciar en la siguiente figura.

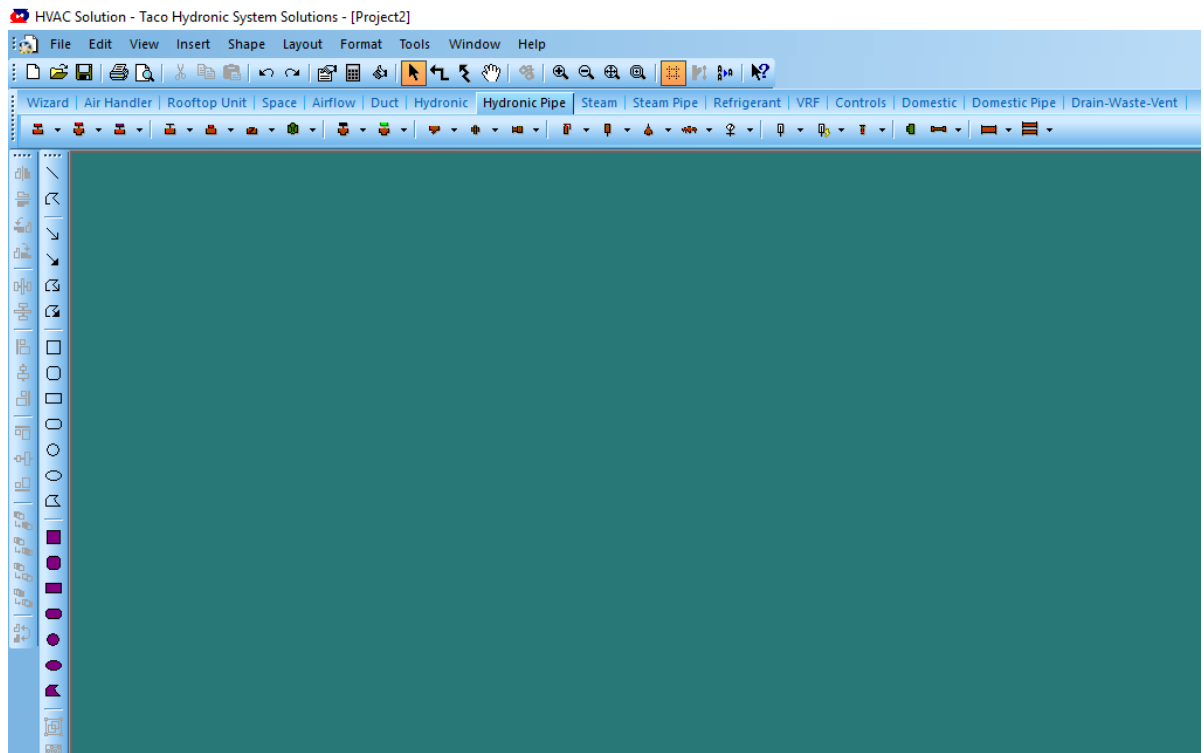
Figura 26. Ventana de Propiedades de Default Project, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



Obsérvese que en la ventana de Propiedades de Default Project es posible modificar las condiciones de trabajo para el sistema que se va a diseñar. En Description se requiere seleccionar las condiciones climáticas con base en la localización donde se desarrollará el proyecto. El programa permite diseñar incluso sistemas de expansión directa, VRF y sistemas de distribución de aire. Sin embargo, para el desarrollo de esta metodología, solo se tendrá en cuenta la sección Hydronic. Otras funciones básicas pueden ser modificadas en cualquier momento del diseño a través del icono propiedades, tales como: sistema de unidades, material de construcción de la tubería, método de cálculo, entre otros.

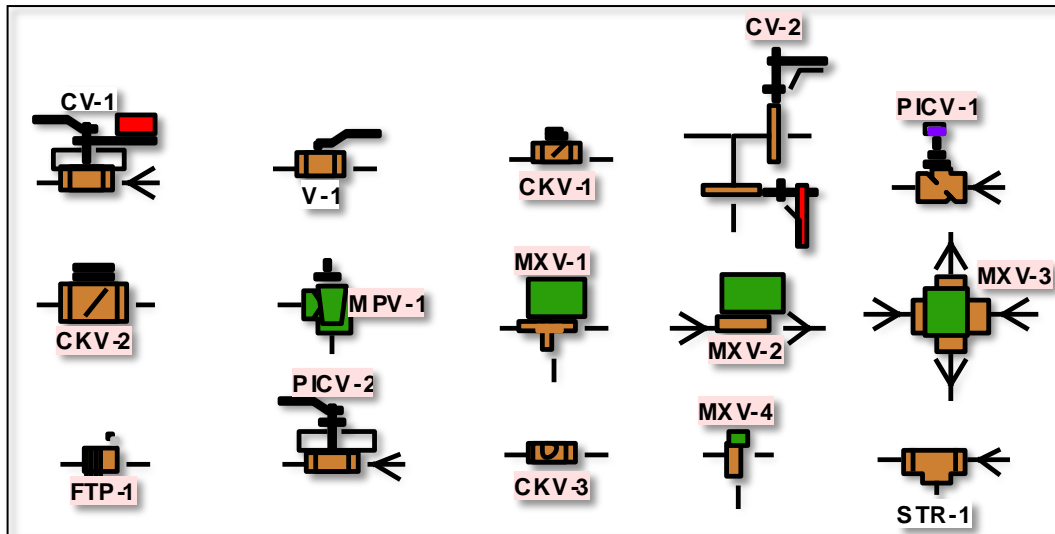
El cuadro de diseño para la pestaña Hydronic que se muestra en la Figura 27, permite esquematizar las unidades manejadoras de aire hidrónicas, el Chiller o equipo de enfriamiento, la bomba, las tuberías, accesorios e incluso el sistema de control del proyecto a desarrollar.

Figura 27. Ventana Principal Hydronic Pipe, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



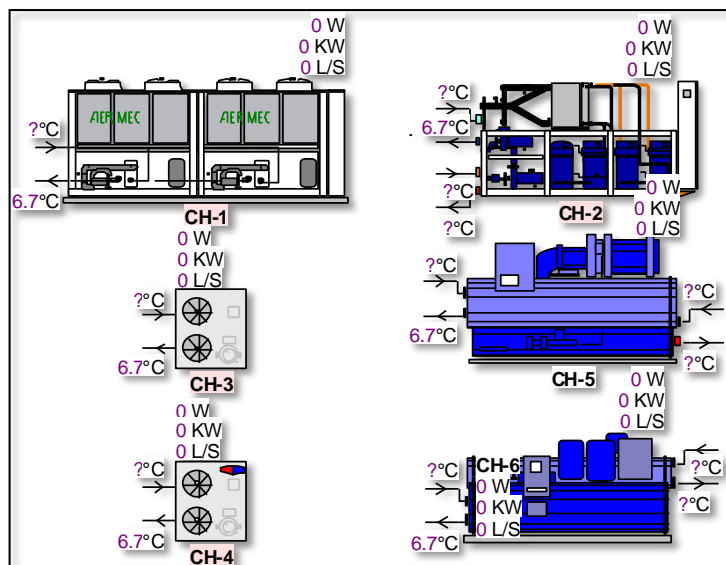
Nótese, que en Hydronic Pipe se despliega una lista de accesorios que se implementan con frecuencia en sistemas tipo Chiller y en cualquier otra aplicación que requiera distribución de agua a través de tuberías. Entre los accesorios se pueden encontrar válvulas convencionales hasta incluso válvulas de control de 2 y tres vías, válvulas ePICV entre otras, como se puede observar en la siguiente figura.

Figura 28. Esquema de Valvulas en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



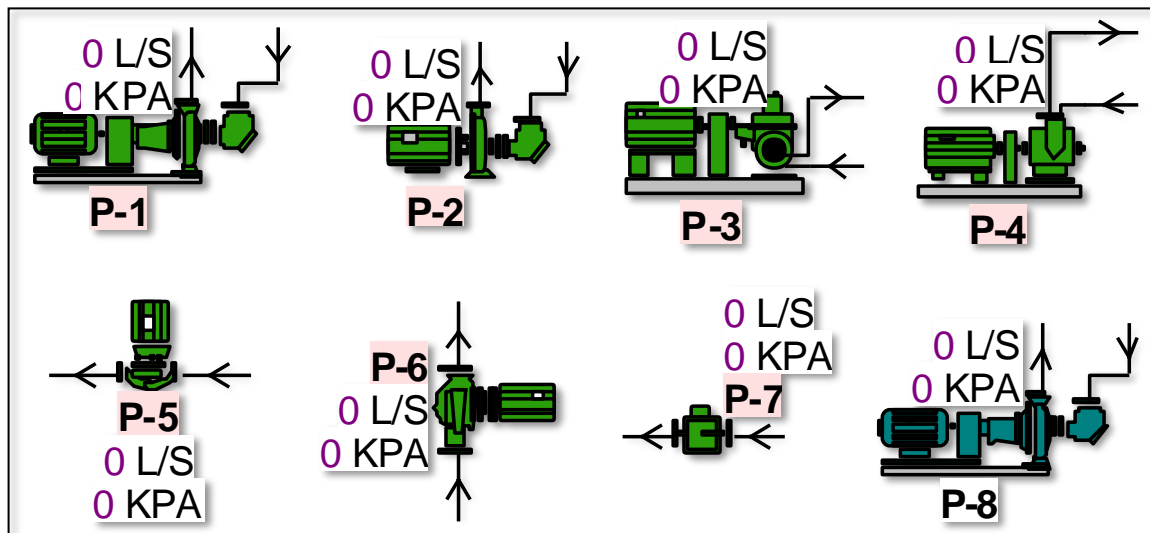
Los Chillers en diferentes configuraciones, condensados por aire o por agua, también son algunos de los esquemas que se pueden representar con el software Hydronic System Solution como se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 29. Esquema de Chillers en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



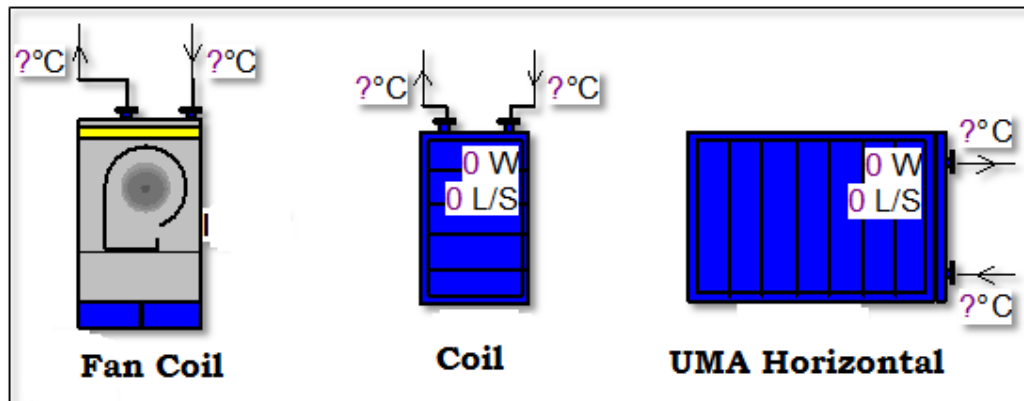
Entre otras cosas y quizás lo más importante con respecto a esta metodología es la esquematización del sistema de bombeo como se muestra en la siguiente figura. En este programa es posible también seleccionar la bomba, sin embargo, como se mencionaba anteriormente no es el propósito de la metodología desarrollada. De hecho, el programa será útil en este caso, solo para el dimensionamiento de tuberías, el cálculo de velocidad del fluido en los diferentes recorridos y la esquematización del sistema. A continuación, se presenta en la Figura 30, la representación de las bombas que permite simular el software. Entre estas, bombas centrífugas verticales y horizontales. Para la selección final de la bomba se utilizará el software y además, se desarrollará una programación en una hoja de cálculo del programa Excel, basado en las ecuaciones fundamentales de mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, para la Validación de la bomba seleccionada.

Figura 30. Esquema de Bombas en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



Como unidades terminales, se encuentran los Coils, Fancoils o cualquier otro equipo que tenga la capacidad de manejo de aire, intercambio de calor y manejo de humedad. La siguiente figura permite evidenciar las tres unidades terminales más utilizadas: Fancoil, Coil y UMA horizontal respectivamente.

Figura 31. Esquema Unidades Manejadoras de Aire en Hydronic System Solution, HVAC Solution – Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



7.2.2.2. Configuración de sistema de control para unidades terminales manejadoras de aire.

El sistema de control dependerá exclusivamente de la aplicación del sistema. Como ya se mencionó, los sistemas de control más utilizados en circuitos de agua fría, respetando la lógica de control básica son:

Nivel sensores:

- Termostatos con operación On/Off, proporcionales, dos etapas, una etapa.
- Presostatos.
- SDP- Switch de presión diferencial
- Humidóstato.
- SDP para estado de filtros.
- Sensor de temperatura de Ducto.
- Sensor de flujo de agua.

Nivel controlador:

- Controlador Advanced Controllers for OEM Applications
- Termostatos Programables.
- Controladores PID
- Controladores tipo BACnet.

Nivel actuador:

- Válvulas dos vías

- Válvulas tres Vías
- Válvulas ePIV
- Válvulas independientes a la PICCV
- Damper Motorizado

Para esta metodología se utilizará un control básico, compuesto por sensores de bulbo para temperatura, controladores tipo termostato programable y como actuador se utilizarán válvulas dos vías proporcional y tres vías en dependencia de lo que se requiera.

La siguiente tabla muestra los puntos de monitoreo recomendados por la ASHRAE Standard 147

Tabla 21. Puntos de monitoreo recomendados por el Standard 147 de la ASHRAE

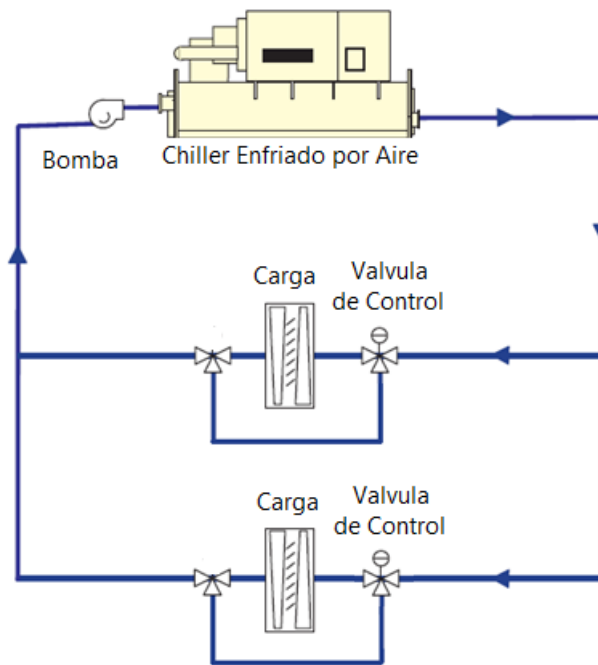
Agua helada (u otro refrigerante secundario)	Flujo	Agua condensada	Flujo
	Presión de entrada		Presión de entrada
	Temperatura de entrada		Temperatura de entrada
	Presión de salida		Presión de salida
	Temperatura de salida		Temperatura de salida
Evaporador	Presión de refrigerante	Condensador	Presión de refrigerante
	Temperatura de refrigerante		Temperatura de refrigerante
Aceite	Nivel	Refrigerante	Nivel
	Presión		Temperatura de descarga del compresor
	Temperatura		Temperatura de succión del compresor
	Adicional		Adicional (en registro de refrigerante)
	Niveles de vibración		Nivel de monitor del refrigerante
Purgue	Tiempo de escape	Registros	Datos de fecha y tiempo
	Conteo de descarga		Firma del revisor
Temperatura ambiente	Bombillo seco	Motor	Amperios por fase
	Bombillo húmedo		Voltios por fase

Se puede observar que existen según cada circuito, variables importantes que deben ser objeto de cuidado para el correcto funcionamiento del equipo. Por ejemplo, obsérvese que para la sección de agua fría se debe garantizar la condición de flujo de agua, presiones y temperaturas en la entrada y salida del Chiller. Estas variables bien configuradas permitirán que el sistema trabaje en

condiciones energéticas confiables y minimizará la posibilidad de fallas en el equipo.

La Figura 32 muestra un esquema básico de un sistema tipo Chiller con dos manejadoras de aire, una bomba centrífuga y válvulas de control 3 vías en la salida de cada manejadora.

Figura 32. Esquema Básico de un sistema primario con Chiller condensado por aire. [49]



Nótese que, el sistema de control hace parte indispensable del funcionamiento óptimo de un sistema de agua fría. Para este caso se dispone de un sistema de control comandado por válvulas tres vías, un posible sensor de temperatura para ductos con controlador proporcional. La lógica de control para este proceso se basa en determinar a través de un bulbo en el ducto, la temperatura de retorno del equipo, que, al encontrarse por debajo del Set Point emitirá una señal al controlador, permitiendo así la activación de las válvulas tres vías para incidir en el desvío de la trayectoria del agua, que retornará a través del By Pass al Chiller sin haber recibido carga térmica alguna por parte de la manejadora de aire. Esto le permitirá al Chiller tener una condición de consumo menor, ya que la demanda de frío disminuirá, hasta el punto donde la temperatura en el retorno del ducto sobrepase la condición de temperatura deseada.

7.2.3. Desarrollo metodológico para el diseño del sistema de distribución de aire y selección de unidades terminales, incluye sistema de control.

7.2.3.1. Diseño de ductería con DUCTSIZER McQuay a través del método de caída de presión constante

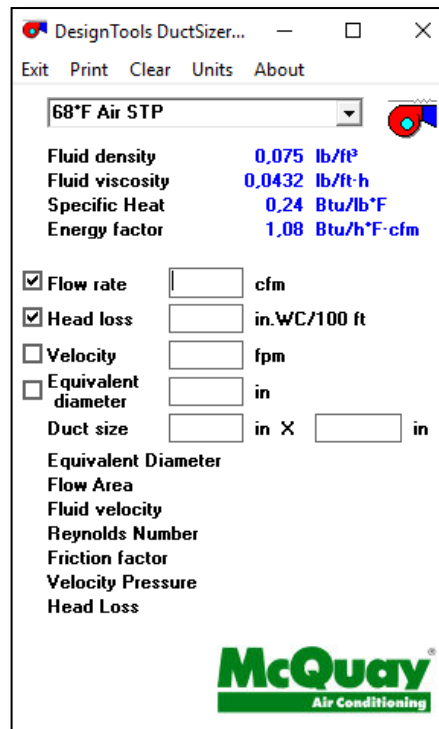
Debido a que las bobinas de los ventiladores y las manejadoras de agua fría a menudo se montan directamente encima o cerca del espacio acondicionado, pueden crear un problema de ruido [32], que tiende a interferir en las actividades que se estén desarrollando en estos recintos. Un receptor puede recibir un nivel de presión sonora de entre 35 y 40 dBA en un espacio acondicionado generado por un fan coil típico que debe entregar 400 cfm (189 L / s) por tonelada de Refrigeración [50]. Este dato será la base para encontrar el caudal de aire requerido en las edificaciones, una vez obtenida la capacidad de enfriamiento en TR provenientes del cálculo de carga térmica. Véase Sección anterior.

El diseño de ductos para la distribución de aire comenzará con el dimensionamiento de estos en el programa gratuito Ductsizer de McQuay International y posteriormente se dibujará en el programa de diseño y dibujo DraftSight 2018 desarrollado por SolidWorks Corporation.

Como se mencionaba anteriormente, existen varios métodos para el dimensionamiento de ductos. El método de caída de presión constante será el utilizado en esta metodología e implementado con el software Ductsizer.

El software Ductsizer es un calculador electrónico de dimensionamiento y caída de presión en ductería [51]. Su interfaz se puede observar en la siguiente figura.

Figura 33. Interface de trabajo, Design Tools DuctSizer version 6.4, By McQuay International.



La ventaja de utilizar este software es que permite dimensionar ducteria tanto rectangular como spiroducto.

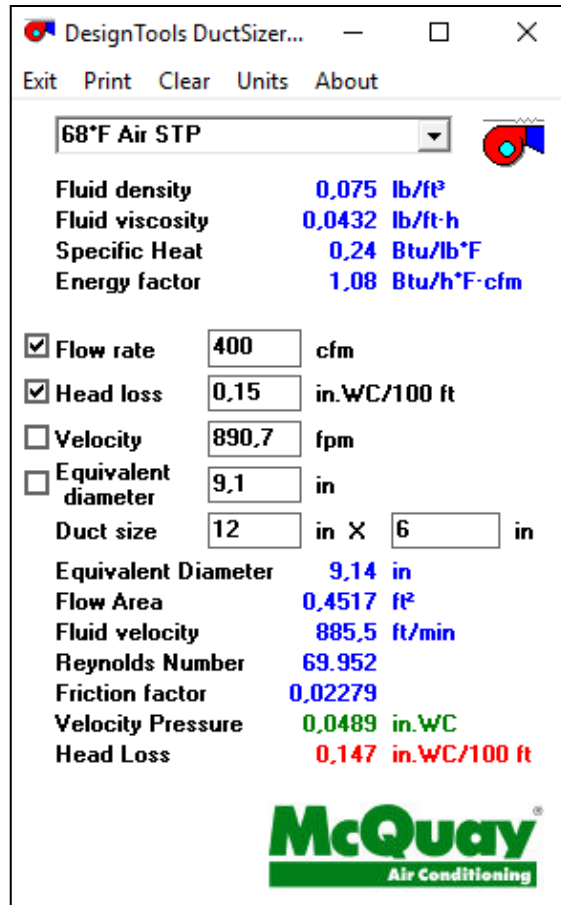
Para utilizar el software de acuerdo con el método de caída de presión ya definido anteriormente, se debe marcar la casilla Flow rate y Head loss. De tal manera, que para dimensionar cada tramo de ducto se debe conocer cuanto caudal de aire estará fluyendo por ese tramo, el cual se extrae del cálculo de carga térmica multiplicado por el factor de descarga estándar de 400 CFM/TR que se definió previamente. No obstante, para el cálculo de ductería se sugiere una caída de presión de 0,1 a 0,15 In WC/100 ft, [32] sin embargo este factor puede variar de acuerdo con el nivel de ruido permitido en la aplicación de la edificación, el cual será clave para el dimensionamiento de las manejadoras de aire.

Un ejemplo que ilustra el manejo del software es el siguiente:

Se desea dimensionar un ducto por el cual van a fluir 400 CFM con el método de caída de presión constante. Se debe tener en cuenta que por la aplicación de la edificación la caída de presión máxima permitida es de 0,15 In WC/100 ft. Con

Ductsizer se puede observar el dimensionamiento del ducto y la caída de presión calculada como se ilustra en la Figura 34.

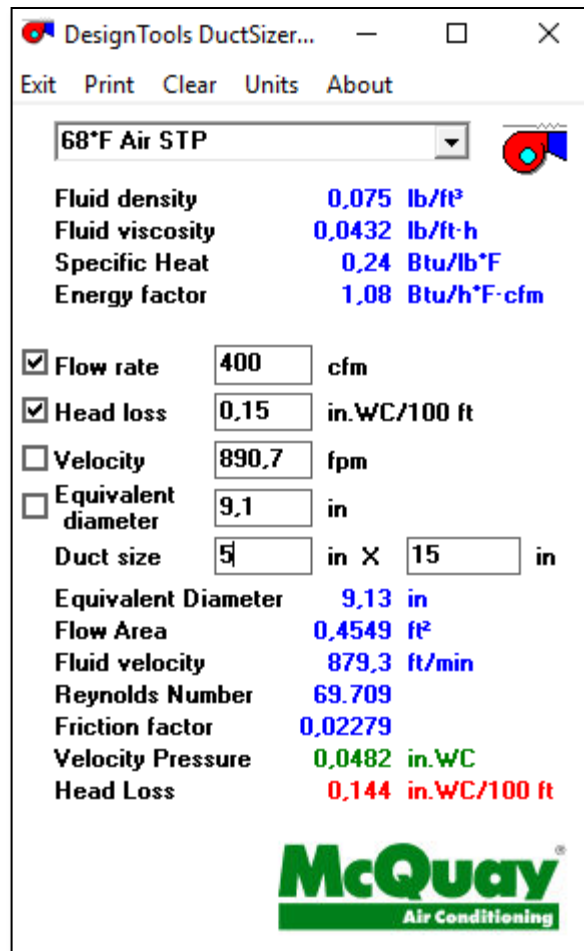
Figura 34. Dimensionamiento de Ducto Rectangular caso 1, Design Tools Ductsizer versión 6.4, By McQuay International.



Nótese que, el tamaño del ducto puede ser de 12X6 en sección rectangular y 9,14" para spiroductos o secciones circulares, con una caída de presión de 0,147 In WC/100 ft. Sin embargo, este ducto puede variar de acuerdo con limitaciones en la edificación. Por ejemplo, si la altura del cielo raso o del espacio donde se instalará el anterior ducto es de 5", entonces obsérvese que el ducto dimensionado no resultaría adecuado para esta aplicación. Para darle una solución a este tipo condiciones o limitaciones, Ductsizer permite realizar diferentes combinaciones de tamaños del ducto como se puede observar en la siguiente figura. Simplemente hay que modificar la primera casilla de dimensionamiento, en este caso se cambió la longitud de 12 por el número 5, y fíjese que dio como resultado un ducto de

5"X15", que para términos de la aplicación sería de 15" de base y 5" de altura (15"X5"). La caída de presión sigue estando dentro del límite establecido.

Figura 35. Dimensionamiento de Ducto Rectangular caso 2, Design Tools DuctSizer version 6.4, By McQuay International.



Aunque no se había mencionado anteriormente, Cabe aclarar que el software permite realizar los cálculos con diferentes temperaturas del. Para el ejemplo anterior se realizó con 68°F.

La fase siguiente en la metodología, con respecto al diseño del sistema de distribución de aire, se direcciona al dibujo de la ductería. Para esta metodología se realizará con el programa DraftSight 2018. Sin embargo, se puede realizar el dibujo con programas alternativos, como es el caso de Autocad, Inventor, Solidwork, entre otros.

En esta metodología no se adentrará en detalles con respecto a la utilización del programa, sin embargo, en el siguiente objetivo se mostrarán los resultados de un esquema final de distribución de aire en 2D dibujado en Draftsigh 2018.

Otro punto en la metodología que se debe tener en cuenta es la selección de las rejillas y difusores. Estos permiten direccionar el flujo de aire y garantizar una distribución uniforme de aire de acuerdo a los requerimientos.

Existe una variedad de rejillas y difusores que comúnmente son utilizadas de acuerdo a la aplicación para la cual sea requerida. Sin embargo, el criterio de selección está definido por tres variables fundamentales: la velocidad del aire, el flujo de aire (CFM) y el no menos importante, el factor de ruido.

Tanto la velocidad como el factor de ruido permitido varían con respecto a la aplicación de la edificación, es decir, el factor de ruido y la velocidad permitida para una biblioteca, no será igual a el factor de ruido y velocidad permitida para un gimnasio que para una biblioteca como se evidencio en la Tabla 19.

A continuación, se relaciona una tabla con los factores de ruidos y velocidades permitidas del aire en algunas aplicaciones demarcadas según la RITE: (Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios) Artículo 11 apartado 4, Calidad del ambiente acústico [52], el código Técnico de Edificación Documento Básico HR de protección frente al ruido en sistemas de Aire Acondicionado y la norma UNE 100713 Instalaciones de Acondicionamiento de Aire en hospitales. [53] [54]. Dichas normas se enmarcan en los criterios acústicos internacionales de confort. Estos definen los rangos adecuados para los diferentes tipos de recintos de acuerdo a su uso (funcionalidad y exigencia). Los mayormente aplicables son el NC (Noise Criterial) y RC (Room Criterial), pues tienen en cuenta la inclusión de sistemas de conducción de aire acondicionado y calefacción.

Tabla 22. Factores de ruido y Velocidades recomendadas por la RITE

Tipos de recintos	Rango de NC
Fabricas para ingeniería ligera	55-75
Cocinas industriales	45-65
Recintos deportivos y piscinas	40-50
Grandes almacenes y tiendas	35-50
Restaurantes, bares, cafeterías públicas y privadas	35-45
Oficinas mecanizadas	35-45
Oficinas generales	40-50
Despachos, bibliotecas, salas de justicia y aulas	30-35
Salas de hospitales y quirófanos	25-35

7.2.3.2. Configuración de unidades terminales para la distribución de aire.

Para la distribución de aire final, se utilizarán equipos que permitan direccionar el flujo de aire hasta el espacio deseado.

Se explicará a continuación el método de selección de estos sistemas, con base en los criterios de aplicación de cada uno y sus limitaciones.

Debe quedar claro que, aunque los criterios de selección son los mismos, cada fabricante configura sus tablas u ofrece una metodología diferente.

Se expone la metodología definida por el fabricante Laminaire basada en la ASHRAE para la selección de difusores de suministro y rejillas de retorno. Existen diferentes tipos de rejillas y difusores según la aplicación que se requiera o incluso según las especificaciones del cliente; por ejemplo, se observa en la siguiente figura los difusores tipo rectangular de 1, 2, 3 y 4 vías respectivamente.

Figura 36. Difusores rectangulares de 1, 2, 3 y 4 vías. [55]

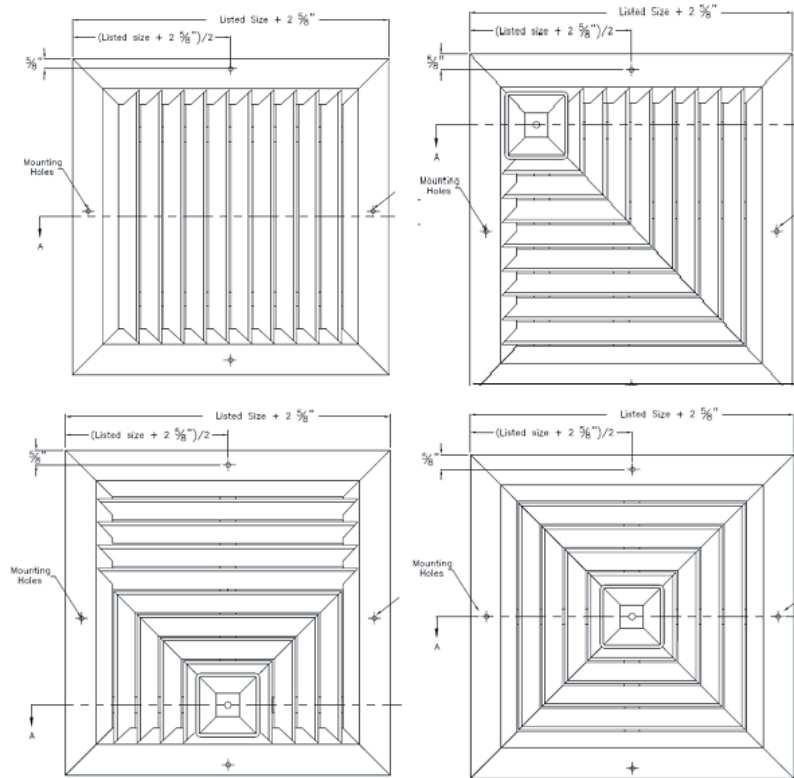


Fig. Difusores rectangulares de 1, 2, 3 y 4 vías.

Para este tipo de difusores, específicamente de 4 vías, el método de selección es el siguiente:

Paso 1:

Verificar el criterio de ruido máximo y la velocidad de cuello según la aplicación.

Paso 2:

Determinar los CFM máximos por difusor y por tamaño de difusor.

Paso 3:

Seleccionar el difusor que mejor se adapte al ducto.

La Tabla 23, muestra los criterios de ruido y velocidad de cuello según algunas aplicaciones:

Tabla 23. Criterios de Ruido y Velocidades recomendadas en cuello de difusores de techo de 1, 2, 3 y 4 vías. [55]

APLICACIÓN	COMENTARIOS	RANGO DE N.C.	VELOCIDAD DE CUELLO (FPM)
Biblioteca	Extremadamente quieto, con niveles de ruidos bajos.	25	400
Salón de estudios			
Salón Musical			
Residencias	Lugares tranquilos	30	500
Teatros			
Librerías			
Oficinas			
Cuartos de Hotel	Niveles de ruido para espacio con volumen de personas	35	550
Iglesias			
Hospitales			
Recintos			
Colegios			
Comedor	Niveles de ruido moderadamente bajos	40	550
Laboratorios			
Salón de estar			
Lobbies	Que permita una conversación privada	45	600
Recepción			
Tiendas Al por menor			
Fabricas	Niveles de ruido altos	50	700
Cuarto de maquinas			
Sala de computación			

Una vez definido el criterio de ruido y la velocidad de cuello recomendada, se procede a la selección de la unidad terminal. Para el caso de un difusor de techo de una vía, se utilizará la Tabla 24. Si el equipo requerido es de cuatro vías, se seleccionará de acuerdo a la Tabla 25. A continuación, se muestra la tabla que relaciona las unidades difusoras de una vía, con base en la velocidad en el cuello y los CFM requeridos.

Tabla 24. Selección de unidad difusora de aire de 1 vía. [55]

L-JS – 1 VÍA										
	Velocidad de Cuello	100	200	300	400	500	600	700	800	900
	Presión Total	0.005	0.016	0.035	0.072	0.102	0.140	0.207	0.265	0.350
	Tiro de Diseño	A	A	A	A	A	A	A	A	A
6X6 <i>Ac=2,1ft²</i>	Total, CFM/N.C	20/-	40/-	75/-	120/-	140/22	170/29	200/35	225/40	250/42
	CFM por Área	20	40	75	120	140	170	200	225	250
	Tiro en Pie	7	11	13	16	17	22	25	27	30
8x8 <i>Ac=38ft²</i>	Total, CFM/N.C	35/-	70/-	145/-	220/-	250/24	300/31	345/36	375/40	415/43
	CFM por Área	35	70	145	220	250	300	345	375	415
	Tiro en Pie	9	13	21	26	27	29	30	31	32
10X10 <i>Ac=59ft²</i>	Total, CFM/N.C	60/-	125/-	215/-	330/25	365/28	420/33	490/38	540/42	600/44
	CFM por Área	60	125	215	330	365	420	490	540	600
	Tiro en Pie	14	20	31	35	38	43	45	46	49
12X12 <i>Ac=86ft²</i>	Total, CFM/N.C	150/-	200/-	300/-	450/29	490/30	575/34	670/41	750/43	865/45
	CFM por Área	150	200	300	450	490	575	670	750	865
	Tiro en Pie	24	26	36	39	42	47	50	53	55
14X14 <i>Ac=1,16ft²</i>	Total, CFM/N.C	170/-	250/-	390/22	580/30	680/31	810/35	925/42	1055/43	1200/45
	CFM por Área	170	250	390	580	680	810	925	1055	1200
	Tiro en Pie	24	28	38	41	48	52	56	60	65
16X16 <i>Ac=1,52ft²</i>	Total, CFM/N.C	200/-	350/-	500/21	735/32	900/34	1075/36	1225/43	1415/44	1600/46
	CFM por Área	200	350	500	735	900	1075	1225	1415	1600
	Tiro en Pie	23	32	39	44	52	55	59	63	67
18X18 <i>Ac=1,92ft²</i>	Total, CFM/N.C	250/-	450/-	620/22	900/33	1125/35	1375/37	1600/44	1800/45	2100/47
	CFM por Área	250	450	620	900	1125	1375	1600	1800	2100
	Tiro en Pie	23	32	41	52	63	72	75	80	83
20X20 <i>Ac=2,38ft²</i>	Total, CFM/N.C	280/-	550/-	740/22	1060/33	1300/34	1640/37	1925/45	2180/46	2565/48
	CFM por Área	280	550	740	1060	1300	1640	1925	2180	2565
	Tiro en Pie	20	30	39	48	64	69	76	80	82
22X22 <i>Ac=2,88ft²</i>	Total, CFM/N.C	320/-	650/21	860/24	1235/35	1480/36	1875/38	2315/44	2675/47	2935/50
	CFM por Área	320	650	860	1235	1480	1875	2315	2675	2935
	Tiro en Pie	19	30	38	48	62	69	77	88	92
24X24 <i>Ac=3,42ft²</i>	Total, CFM/N.C	380/-	750/-	990/25	1400/36	1640/37	2060/39	2625/46	2875/47	3160/50
	CFM por Área	380	750	990	1400	1640	2060	2625	2875	3160
	Tiro en Pie	19	31	42	53	63	70	82	88	92

Tabla 25. Selección de unidad difusora de aire de 4 vías. [55]

L-JS 4 VÍAS										
	Velocidad de Cuello	100	200	300	400	500	600	700	800	900
	Presión Total	0.005	0.016	0.035	0.072	0.102	0.140	0.207	0.265	0.350
	Tiro de Diseño	A	A	A	A	A	A	A	A	A
6X6 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	20/-	40/-	75/-	120/-	140/-	170/-	200/-	225/-	250/-
	CFM por Área	5	10	18	30	35	43	50	56	63
	Tiro en Pie	4	5	9	9	10	11	12	13	13
8x8 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	35/-	70/-	145/-	220/-	250/-	300/-	345/-	375/-	415/-
	CFM por Área	9	18	36	55	63	75	86	94	104
	Tiro en Pie	6	7	11	15	18	19	20	22	25
9X9 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	48/-	100/-	180/-	280/-	300/-	360/-	420/-	465/-	500/-
	CFM por Área	12	25	45	70	75	90	105	116	125
	Tiro en Pie	6	8	14	16	19	20	21	22	24
10X10 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	60/-	125/-	215/-	330/-	365/-	420/-	490/-	540/-	600/-
	CFM por Área	15	31	54	83	91	105	123	135	150
	Tiro en Pie	6	10	16	21	24	27	28	29	30
12X12 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	150/-	200/-	300/-	450/-	490/-	575/-	670/-	750/-	865/-
	CFM por Área	37	50	75	112	122	144	168	188	216
	Tiro en Pie	10	14	20	26	30	31	32	33	34
14X14 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	170/-	250/-	390/-	580/-	680/-	810/-	925/-	1055/-	1200/-
	CFM por Área	43	63	97	145	170	203	231	264	300
	Tiro en Pie	12	15	21	27	32	33	33	34	35
15X15 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	185/-	300/-	445/-	660/-	800/-	960/-	1075/-	1240/-	1400/-
	CFM por Área	46	75	111	165	200	240	268	310	350
	Tiro en Pie	13	16	21	27	33	34	34	36	40
16X16 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	200/-	350/-	500/-	735/-	900/-	1075/-	1225/-	1415/-	1600/-
	CFM por Área	50	88	125	183	225	268	306	353	400
	Tiro en Pie	13	17	22	28	34	35	37	39	44
18X18 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	250/-	450/-	620/-	900/-	1125/-	1375/-	1600/-	1800/-	2100/-
	CFM por Área	63	113	155	225	281	344	400	450	525
	Tiro en Pie	13	16	21	27	35	36	40	46	55
20X20 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	280/-	550/-	740/-	1060/-	1300/-	1640/-	1925/-	2180/-	2565/-
	CFM por Área	70	138	185	265	325	410	481	545	641
	Tiro en Pie	12	15	18	25	32	36	42	47	57
22X22 <i>Ac=48ft2</i>	Total, CFM/N.C	320/-	650/-	860/-	1235/-	1480/-	1875/-	2315/-	2675/-	2935/-
	CFM por Área	80	163	215	309	370	468	579	669	734
	Tiro en Pie	11	14	18	24	30	34	42	47	56

Un ejemplo sencillo para ilustrar la selección de una unidad terminal se plantea a continuación:

Se requiere una unidad tipo difusor de techo de 4 vías para la distribución homogénea de aire en un espacio de una biblioteca. Por el difusor va a fluir un caudal de aire de 400 CFM. Selecciona el tamaño del difusor.

Para este ejemplo es necesario dirigirse a la Tabla 23, para seleccionar el nivel de ruido y velocidad de cuello recomendada. Una vez determinado lo anterior se seleccionan los lados del difusor en la Tabla 25.

Para una biblioteca el nivel de ruido y la velocidad recomendada son 25 NC y 400 FPM respectivamente. Sin embargo, en la Tabla 25 se puede evidenciar que para los difusores 4 vías, el nivel de ruido no es requerido como dato para la selección, debido a que, por su configuración proporcionaría en todas las dimensiones niveles de ruido por debajo de 20 Decibeles. Finalmente teniendo en cuenta el caudal de 400 CFM y la velocidad de cuello recomendada de 400 FPM el resultado sería un difusor de 12”X12”, como se muestra en la

Nota: Cuando el caudal requerido para la selección no se encuentra directamente reflejado en la tabla, se tomará el caudal más cercano por encima del mismo, manteniendo siempre los criterios recomendados.

Figura 37. Difusor Seleccionado bajo las condiciones dadas en el Ejemplo.

	neck velocity	100	200	300	400	500	600	700	800	900
	total pressure	0.005	0.016	0.035	0.072	0.102	0.140	0.207	0.265	0.350
	designated throw side	A	A	A	A	A	A	A	A	A
6x6 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	20/-	40/-	75/-	120/-	140/-	170/-	200/-	225/-	250/-
	CFM per side	5	10	18	30	35	43	50	56	63
	throw in feet	4	5	9	9	10	11	12	13	13
8x8 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	35/-	70/-	145/-	220/-	250/-	300/-	345/-	375/-	415/-
	CFM per side	9	18	36	55	63	75	86	94	104
	throw in feet	6	7	11	15	18	19	20	22	25
9x9 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	48/-	100/-	180/-	280/-	300/-	360/-	420/-	465/-	500/?
	CFM per side	12	25	45	70	75	90	105	116	125
	throw in feet	6	8	14	16	19	20	21	22	24
10x10 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	60/-	125/-	215/-	330/-	365/-	420/-	490/-	540/-	600/-
	CFM per side	15	31	54	83	91	105	123	135	150
	throw in feet	6	10	16	21	24	27	28	29	30
12x12 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	150/-	200/-	300/-	450/-	490/-	575/-	670/-	750/-	865/-
	CFM per side	37	50	75	112	122	144	168	188	216
	throw in feet	10	14	20	26	30	31	32	33	34
14x14 $Ac = 48ft^2$	total CFM/N.C.	170/-	250/-	390/-	580/-	680/-	810/-	925/-	1055/-	1200/-
	CFM per side	43	63	97	145	170	203	231	264	300
	throw in feet	12	15	21	27	32	33	33	34	35

Otro tipo de rejilla de suministro altamente utilizada por su aplicación en las edificaciones, es la rejilla de pared. La Rejilla de pared se puede seleccionar a través de la siguiente tabla, teniendo en cuenta igualmente la velocidad en el cuello y los CFM. Adicional a esto se debe contemplar la caída de presión y el tiro de aire generada por las rejillas de acuerdo al ángulo de deflexión que se ajuste en la rejilla.

Tabla 26. Selección de unidad difusora de aire tipo Pared. [55]

		10x8			16x6			10x10			12x10		
		14x6			18x5			12x8			14x8		
		16x5			24x4			18x6			20x6		
		20x4						20x5			24x5		
								28x4			30x4		
		Ac=,46ft ²			Ac=,52ft ²			Ac=,60ft ²			Ac=,69ft ²		
CFM		Deflexión			Deflexión			Deflexión			Deflexión		
		0°	22°	45°	0°	22°	45°	0°	22°	45°	0°	22°	45°
150	Vel. Cuello/ N.C	320/-			300/-								
	Tiro en Pies	21	17	9	23	18	11						
	Presión Total	0.011	0.012	0.017	0.010	0.011	0.016						
175	Vel. Cuello/ N.C	380/-			350/-			300/-					
	Tiro en Pies	24	19	11	24	19	12	23	18	11			
	Presión Total	0.017	0.019	0.029	0.013	0.015	0.021	0.011	0.012	0.016			
200	Vel. Cuello/ N.C	450/-			385/-			330/-			300/-		
	Tiro en Pies	26	21	13	25	20	13	24	19	12	25	20	12
	Presión Total	0.021	0.024	0.037	0.016	0.018	0.028	0.013	0.015	0.020	0.011	0.012	0.017
250	Vel. Cuello/ N.C	550/-			500/-			420/-			360/-		
	Tiro en Pies	29	23	15	28	22	14	28	22	14	27	22	14
	Presión Total	0.035	0.039	0.056	0.029	0.032	0.049	0.018	0.020	0.031	0.015	0.016	0.022
300	Vel. Cuello/ N.C	650/-			590/-			500/-			450/-		
	Tiro en Pies	31	25	15	32	26	16	30	25	15	31	25	16
	Presión Total	0.042	0.048	0.072	0.038	0.043	0.064	0.028	0.031	0.047	0.021	0.025	0.039
350	Vel. Cuello/ N.C	750/20			680/-			600/-			500/-		
	Tiro en Pies	33	27	16	33	27	16	34	27	17	34	27	17
	Presión Total	0.057	0.065	0.100	0.048	0.051	0.084	0.038	0.044	0.066	0.028	0.031	0.047
400	Vel. Cuello/ N.C	880/24			780/21			630/-			580/-		
	Tiro en Pies	37	29	18	36	29	17	36	29	18	35	28	18
	Presión Total	0.070	0.081	0.125	0.067	0.076	0.112	0.046	0.053	0.078	0.034	0.040	0.061
450	Vel. Cuello/ N.C	1000/28			920/26			750/22			650/-		
	Tiro en Pies	39	31	20	39	32	19	38	31	19	38	31	19
	Presión Total	0.108	0.119	0.180	0.086	0.105	0.160	0.062	0.070	0.106	0.045	0.051	0.075
500	Vel. Cuello/ N.C	1100/31			980/28			850/25			740/20		
	Tiro en Pies	41	32	21	40	32	20	40	32	20	41	33	20
	Presión Total	0.120	0.138	0.210	0.095	0.110	0.176	0.075	0.085	0.145	0.050	0.067	0.015
550	Vel. Cuello/ N.C	1200/34			1180/30			950/29			800/24		
	Tiro en Pies	43	34	21	42	34	22	43	34	21	42	33	21
	Presión Total	0.155	0.176	0.265	0.120	0.142	0.210	0.089	0.098	0.160	0.070	0.079	0.118
600	Vel. Cuello/ N.C	1300/36			1150/34			1000/31			840/26		

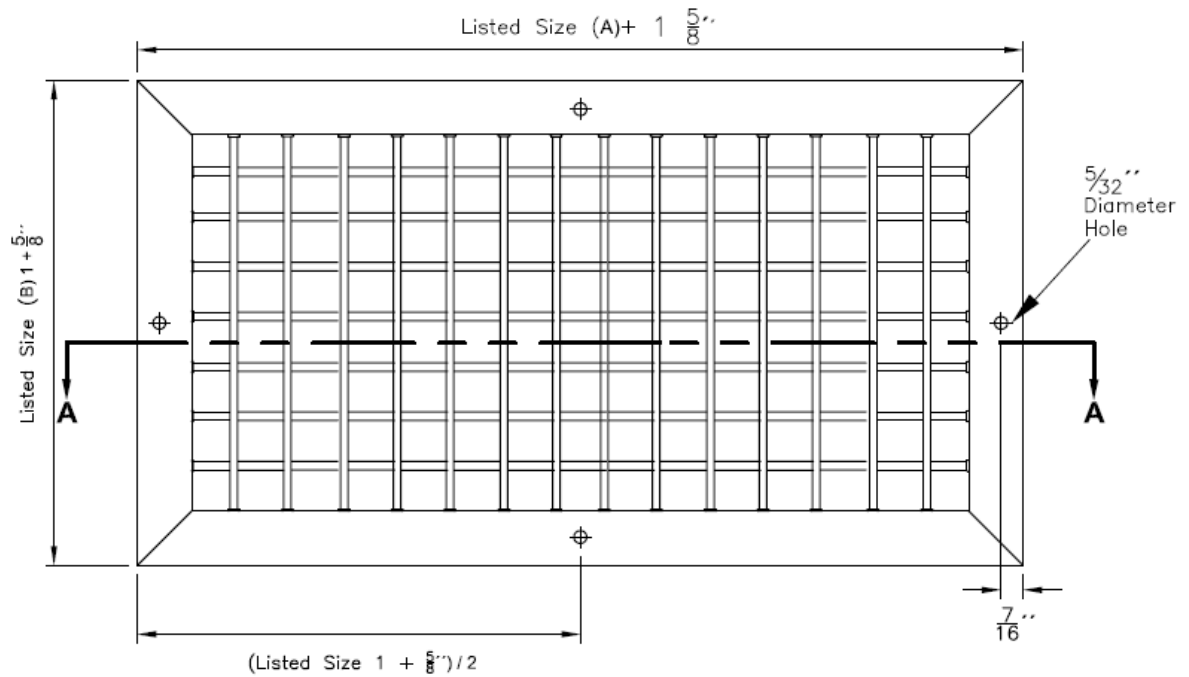
	Tiro en Pies	44	35	22	44	35	22	44	35	21	44	35	22
	Presión Total	0.180	0.202	0.315	0.138	0.158	0.240	0.108	0.123	0.185	0.081	0.108	0.145

Tabla 26. Continuación.

700	Vel. Cuello/ N.C	1500/41			1350/39			1170/35			1000/30		
	Tiro en Pies	48	38	24	46	37	23	47	37	23	46	37	23
	Presión Total	0.251	0.260	0.401	0.191	0.212	0.320	0.150	0.165	0.255	0.108	0.125	0.182
800	Vel. Cuello/ N.C	1750/45			1550/43			1320/39			1170/35		
	Tiro en Pies	50	40	25	50	40	25	50	40	25	50	41	25
	Presión Total	0.31	0.37	0.55	0.25	0.27	0.42	0.180	0.210	0.325	0.156	0.176	0.260
900	Vel. Cuello/ N.C				1750/46			1500/43			1300/38		
	Tiro en Pies				54	42	27	54	43	27	53	43	27
	Presión Total				0.31	0.37	0.53	0.250	0.265	0.410	0.182	0.205	0.305
1000	Vel. Cuello/ N.C							1800/48			1480/43		
	Tiro en Pies							58	46	28	57	46	29
	Presión Total							0.340	0.390	0.589	0.245	0.261	0.405
1100	Vel. Cuello/ N.C										1600/45		
	Tiro en Pies										60	48	30
	Presión Total										0.276	0.310	0.468
1200	Vel. Cuello/ N.C										1780/45		
	Tiro en Pies										63	50	31
	Presión Total										0.350	0.395	0.595

Estas rejillas se pueden también dimensionar con Damper para el balanceo de aire en el recinto. La Figura 38 esquematiza una rejilla de suministro de aire tipo pared con balanceo de aire a través de Damper.

Figura 38. Rejillas de Suministro de Aire tipo Pared Con Damper de Balanceo.



La selección de rejillas de retorno se basa en la velocidad del aire recomendada, de acuerdo a cada aplicación. Las velocidades más utilizadas se pueden evidenciar en la Tabla 27.

Los pasos para la selección de rejillas de retorno con la forma que se ilustra en la Figura 39, se describen a continuación:

1. Verificar el criterio de velocidad recomendada según la aplicación.
2. Determinar los CFM máximos por rejilla.
3. Seleccionar la rejilla que mejor se adapte al ducto

Tabla 27. Velocidades recomendadas para la selección de rejillas de retorno. [55]

Aplicación	Velocidad Recomendada	
	Mínima	Máxima
Emisión De Noticias Estudios de Grabación. Estudios De música. Pasillos.	300	500
Apartamentos. Residencias.	400	600
Teatros. Galería de pinturas. Sala de Conferencias.	600	1000
Hospitales. Iglesias. Bibliotecas. Oficinas Privadas. Salas de la Corte.	800	1200
Restaurantes. Oficinas Generales. Pequeños comercios.	1000	1500
Grandes Comercios. Cuarto de Computo. Fabricas.	1300	1800

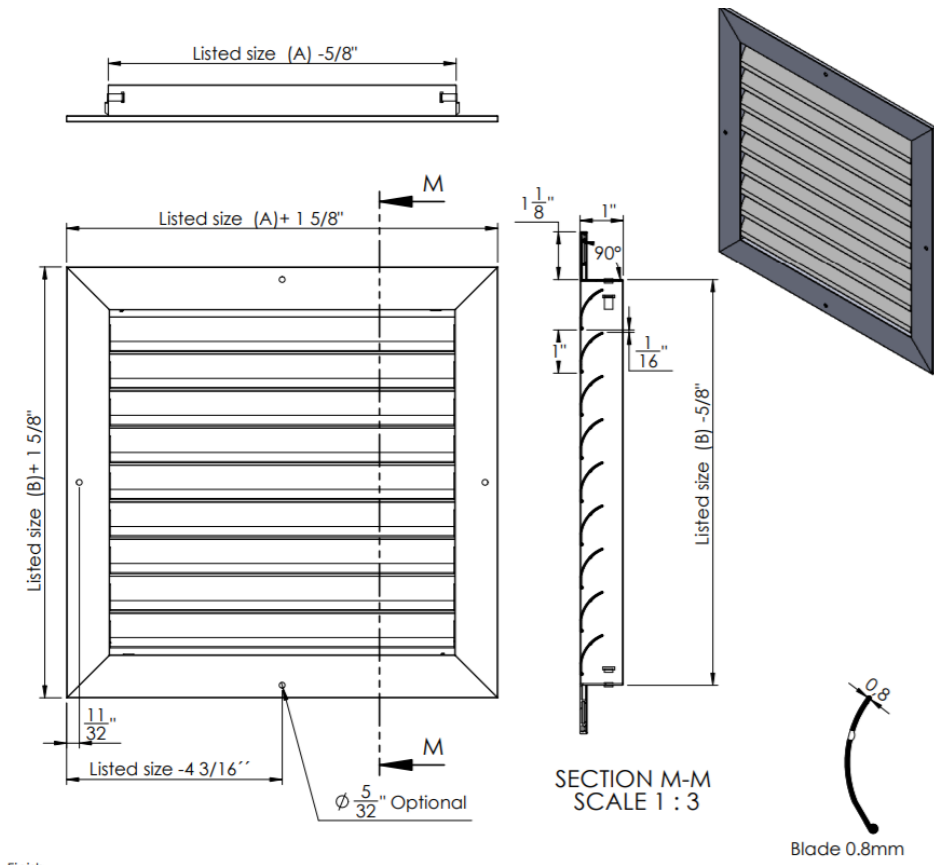
Una vez seleccionada la velocidad, se procede a seleccionar la rejilla en la siguiente tabla:

Tabla 28. Selección de Rejilla de Aire de Retorno. [55]

DATOS DE RENDIMIENTO SERIE L-RA											
Dim.	Área de Efecto Libre (SQ. FT)	300 FPM	400 FPM	500 FPM	600 FPM	700 FPM	800 FPM	900 FPM	1000 FPM	1200 FPM	1400 FPM
6X6	0.198	59	78	98	118	137	157	176	196	235	274
10X6	0.329	99	132	165	197	230	263	296	329	395	461
12X6	0.395	119	158	198	237	277	316	356	395	474	553
10X8	0.439	132	176	220	263	307	351	395	439	527	615
12X8	0.527	158	211	264	316	369	422	474	527	632	738
10X10	0.549	165	220	275	329	384	439	494	549	659	769
18X6	0.593	178	237	297	356	415	474	534	593	712	850
14X8	0.614	184	246	307	368	430	491	553	614	737	860
16X8	0.702	211	281	351	421	491	562	632	702	842	983
12X12	0.790	237	316	395	474	553	632	711	790	948	1106
16X12	1.053	316	421	527	632	737	842	948	1053	1264	1474
20X10	1.097	329	439	549	658	768	878	987	1097	1316	1536
18X12	1.185	356	474	593	711	830	949	1067	1185	1422	1659
24X12	1.580	474	632	790	948	1106	1264	1422	1580	1896	2212
18X18	1.778	533	711	889	1067	1245	1422	1600	1778	2134	2489
30X12	1.975	593	790	988	1185	1383	1580	1778	1975	2370	2765
24X18	2.370	711	948	1185	1422	1659	1896	2133	2370	2844	3318
22X22	2.699	810	1080	1350	1620	1890	2159	2429	2699	3239	3779
30X18	2.963	889	1185	1482	1778	2074	2370	2667	2963	3556	4148
24X24	3.160	949	1264	1580	1896	2212	2528	2844	3160	3792	4424
30X24	3.950	1185	1580	1975	2370	2765	3160	3556	3950	4740	5530
36X24	4.740	1422	1896	2370	2844	3318	3792	4266	4740	5688	6636
30X30	4.938	1481	1975	2469	2963	3457	3950	4444	4938	5926	6913

La primera fila representa las velocidades en pies por minuto, los datos centrales corresponden al caudal de aire en CFM y la columna izquierda se refiere a las dimensiones de la rejilla seleccionada.

Figura 39. Esquema Rejilla de Retorno LRA [55]



7.2.4. Diseño de una hoja de cálculo para el análisis de precios unitarios y cálculo de cantidades de un sistema de aire acondicionado con Chiller condensado por aire.

El APU (**Análisis de Precios Unitarios**) es un modelo matemático que adelanta el resultado, expresado en moneda, de una situación relacionada con una actividad sometida a estudio. También es una unidad dentro del concepto "Costo de Obra", ya que una Obra puede contener varios presupuestos [56]. Es decir, el APU permitirá someter a estudio el costo de la implementación de una obra o servicio, teniendo en cuenta factores de Equipos, materia prima, mano de obra, outsourcing y el margen de utilidad para cada uno de ellos.

Con base en [40], se programó en una hoja de cálculo de Excel la formulación matemática que rige el modelo de análisis de precios unitarios. A continuación, se

muestra la interface programada para el formulario de cantidades y se describe la secuencia de programación.

Figura 40. Formulario Base de Cantidades o Métricos. (Propio)

OFERTA ECONÓMICA					
NOMBRE DE LA EMPRESA					
FORMULARIO DE CANTIDADES					
SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AA TIPO CHILLER CONDENSADO POR AIRE					
ITEM	DESCRIPCION DEL SISTEMA	DATOS GENERALES			
	TIPO DE SISTEMA		Fecha Emisión		
	TIPO DE CONDENSACION		Lugar		
	TIPO DE COMPRESOR		Validez oferta		
	MARCA EQUIPOS		Moneda		
	REFRIGERANTE		Ofertado a:		
	CAPACIDAD TONELADAS DE REFRIGERACION		Realizado por:		
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	VLR. UNITARIO	VLR. TOTAL
1	SUMINISTRO E INSTLACIÓN DE EQUIPOS				\$ -
1,1		Und			\$ -
1,2		Und			\$ -
1,3		Und			\$ -
1,4		Und			\$ -
2	ACCESORIOS DE INSTALACIÓN				\$ -
2,1		Und			\$ -
2,2		Und			\$ -
2,3		Und			\$ -
2,4		Und			\$ -
3	INGENIERÍA Y SUPERVISIÓN				\$ -
3,1		Und			\$ -
COSTO DIRECTO					\$ -
			IVA	19%	\$ -
TOTAL PROYECTO					\$ -

La Figura 40, muestra la interface resultante de cada uno de los APU's. El diseño muestra en la parte superior el título, seguido del nombre de la empresa que ejecuta el análisis. En la parte superior izquierda se puede evidenciar la descripción del mismo, en donde se podrá especificar el tipo de sistema, bajo qué tipo de condensación opera, tipo de compresor, marca de los equipos y el tipo de refrigerante de trabajo. En la parte superior derecha se encuentran datos generales que también son importantes para el desarrollo del proyecto.

La parte central del proyecto enumerada por ítems permite reflejar los resultados de cada APU y la descripción de lo que se está analizando. Es importante

especificar la unidad de trabajo, ya que esto juega un factor importante en el resultado del costo final del proyecto.

El producto entre la cantidad y el valor unitario será el valor total por Ítem. Este valor será extraído del análisis de precios unitarios para cada ítem que se efectúa en la hoja de cálculo desarrollada, ilustrada en la Figura 41.

Figura 41. Formato Desarrollado de Análisis de Precios Unitarios. Implementado en Industrias De Refrigeración Hiver SAS.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS INDUSTRIAS DE REFRIGERACION HVER S.A.S COSTO DIRECTO				
ÍTEM:				
Descripción del Ítem			ÍTEM No.	UNIDAD
			1.1	UND
I. MATERIALES				
DESCRIPCIÓN	Und	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL
	Und	1,000		\$ 0
				\$ -
II. MANO DE OBRA				
DESCRIPCIÓN	Und	RENDIM.	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL
SUBTOTAL				\$ -
III. Transporte, EQUIPO Y HERRAMIENTAS				
DESCRIPCIÓN	Und	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL
Herramientas Menores	Und	1,000	\$ 0	\$ 0
SUBTOTAL				\$ -
			COSTO UNITARIO TOTAL	\$ -

El formato programado debe ser diligenciado, comenzando por la sección I. con los materiales o equipos a los cuales se va a hacer referencia. En esta casilla se debe colocar toda la materia prima que se necesita para poder cumplir con Ítem de la oferta económica.

En la sección Mano de obra, se debe diligenciar el personal que va a desarrollar la labor, teniendo en cuenta el rendimiento requerido para ejecutar la unidad que se está evaluando. Es decir, si se va a evaluar la instalación de un metro lineal de tubería de cobre 3/8", se debe tener en cuenta el personal que se requiere para instalarlo y el rendimiento que este utilizaría para llevarlo a cabo.

En la parte inferior se muestra la sección III, que se relaciona con la categoría outsourcing la cual debe ser diligenciada con cualquier objeto relacionado con la ejecución operativa y logística del ítem. Las herramientas, transportes de equipos o materias primas, grúa de izaje, son entre otros, algunos de los datos que se deben relacionar en esta fase.

Después de Cantidad, en la parte derecha se encuentra la casilla de precio unitario. La cual se extrae de la casilla margen que se muestra a continuación:

Figura 42. Programación de variables APU

0%					
MARGEN	COSTO SIN IVA	COSTO	DESCRIPCION	USD	
\$ -	\$ -			0,00	340
MARGEN	COSTO IVA INCLUIDO	COSTO	DESCRIPCION	SUELDO	TECNICO
MARGEN	COSTO SIN IVA	COSTO	DESCRIPCION		
\$ -	\$ -	\$ -	Herramientas Menores		

El contenido de cada casilla es el siguiente:

USD: Precio en dólar de equipo o materia prima.

DESCRIPCIÓN: Extrae la descripción del APU.

COSTO: El costo es el producto del precio en dólar y el TRM actual.

COSTO IVA INCLUIDO: Es muy utilizado cuando se va a realizar una oferta bajo la modalidad de AIU (Administración, Imprevisto y Utilidad), de lo contrario no se tiene en cuenta, ya que al final del proyecto se coloca un IVA global.

MARGEN: El margen hace referencia al valor final o precio de venta de la unidad, regido bajo la siguiente formulación:

$$PV = MARGEN = \frac{PC}{1-\%U}$$

Ecuación 20

Donde:

PV= Precio de Venta o Margen

PC= Precio de costo

%U= Porcentaje de Utilidad determinado para el proyecto y varía de acuerdo a cada categoría, es decir, la utilidad puede ser diferente para los equipos, la materia prima, mano de obra y outsourcing.

Por lo cual en la programación se utiliza para extraer el %U la siguiente tabla.

Tabla 29. Variables económicas para el desarrollo del presupuesto final.

EURO	N_A
TRM	3200
IVA	1
MARGEN EQUIPOS	0%
MARGEN MATERIAS PRIMAS	0%
MARGEN MANO DE OBRA	0%
MARGEN OUTSOURCING	0%
F. I	1

La tabla anterior está enlazada con cada una de las casillas mencionadas anteriormente y al ser modificada varía los precios finales de venta. Un dato importante y no mencionado hasta ahora es el factor de importación, el cual afecta en gran manera el precio de venta cuando el producto es comprado en el exterior.

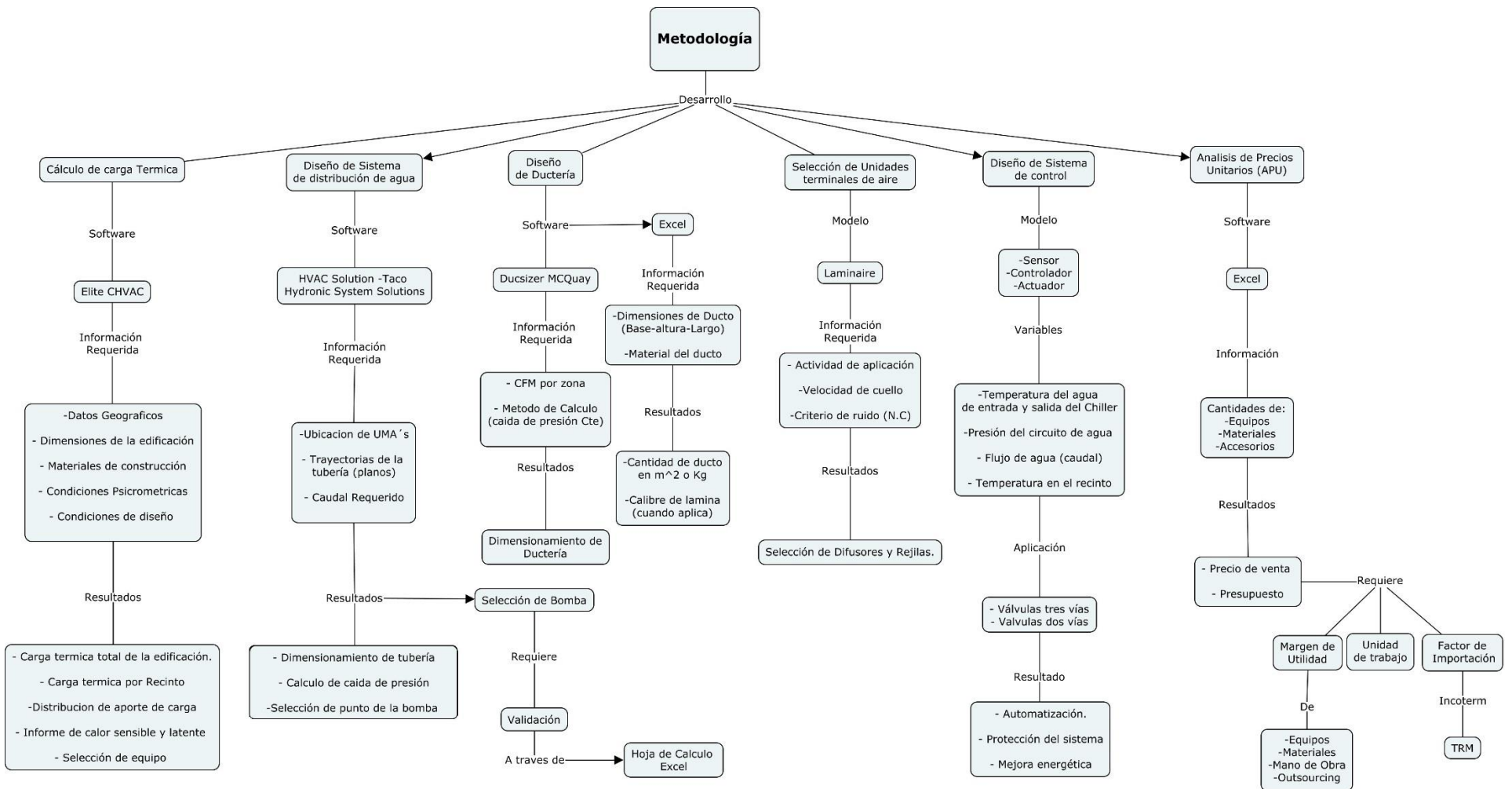
De esta manera es posible evaluar cualquier proyecto, no solo de aire acondicionado y obtener el presupuesto de ejecución y precio de venta final.

En el objetivo siguiente se realizará el análisis de precios unitarios y presupuesto final del estudio de caso, omitiendo las marcas de los equipos y materias primas, por términos de confidencialidad.

7.2.5. Resumen de la metodología desarrollada

La metodología desarrollada permite como ya se mencionó anteriormente la ejecución de proyectos de aire acondicionado que involucren equipos tipo Chiller condensados por aire.

La estructura que maneja la metodología se ilustra en la siguiente figura.

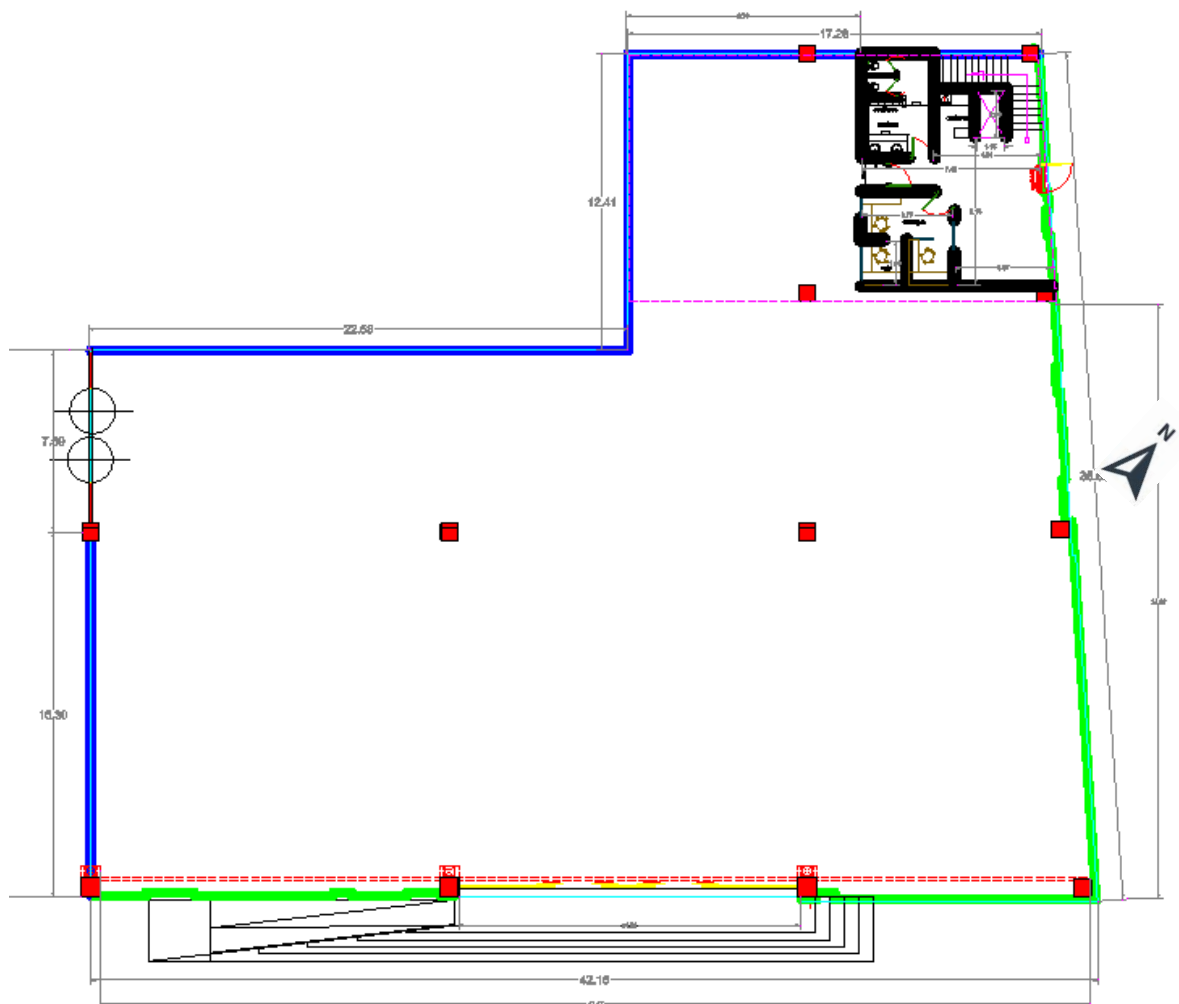


8. RESULTADOS PARA LA APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DESARROLLADA.

8.1. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo de carga térmica a través del método CLTD, con asistencia del Software ELITE CHVAC.

La implementación de la metodología se llevó a cabo en un centro de comercio ubicado en el departamento del atlántico, con la siguiente configuración de espacios.

Figura 43. Esquema de la configuración de la Edificación para el estudio de caso.



El recinto está dividido por una zona comercial y una zona de oficinas administrativas.

Para el cálculo de carga térmica se tomó en cuenta las condiciones ambientales y Psicrométricas de la ciudad de Barranquilla. La temperatura interna de diseño fue de 22°C (71,6°F), con una humedad relativa de 50%. La temperatura de bulbo seco para la ciudad de barranquilla se tomó de acuerdo con la distribución dada para los meses con mayor sensación térmica. Siguiendo figura muestra el comportamiento histórico climático de barranquilla para los diferentes meses del año.

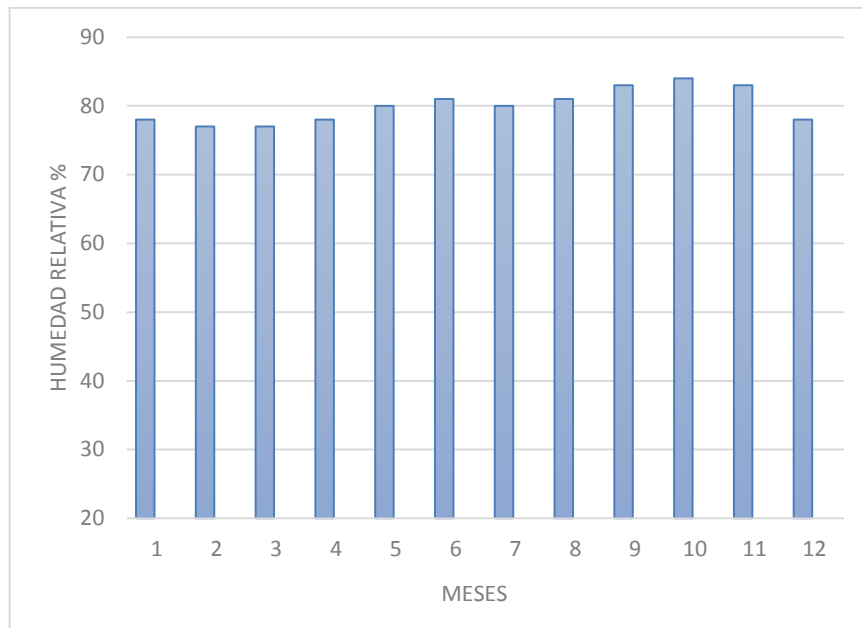
Figura 44. Datos Históricos del Tiempo - Barranquilla

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Temperatura media (°C)	26.6	26.9	27.2	27.6	28.4	28.5	28.2	28.4	28.4	28	27.9	27.6
Temperatura min. (°C)	23	23.1	23.4	23.9	24.5	24.5	24.4	24.4	24.4	24.1	24.1	23.9
Temperatura máx. (°C)	30.2	30.7	31	31.4	32.3	32.5	32.1	32.4	32.5	31.9	31.7	31.3
Temperatura media (°F)	79.9	80.4	81.0	81.7	83.1	83.3	82.8	83.1	83.1	82.4	82.2	81.7
Temperatura min. (°F)	73.4	73.6	74.1	75.0	76.1	76.1	75.9	75.9	75.9	75.4	75.4	75.0
Temperatura máx. (°F)	86.4	87.3	87.8	88.5	90.1	90.5	89.8	90.3	90.5	89.4	89.1	88.3
Precipitación (mm)	1	0	1	12	79	79	49	86	154	192	93	21

Nótese, que los meses con mayor evidencia de carga térmica, están comprendidos desde el mes de mayo hasta el mes de octubre. De tal manera, que el cálculo se realizará para estos 6 meses, utilizando como temperatura de bulbo seco ambiental la temperatura máxima real de cada mes mencionado, que se detallan a partir de la Figura 46 a la Figura 51.

Otro factor importante para calcular la temperatura de bulbo húmedo en la carta Psicrométrica, es la humedad relativa, que se tomará de acuerdo a la Figura 45 para cada uno de los meses señalados.

Figura 45. Promedio Multianual de la Humedad Relativa para la ciudad de Barranquilla [57]



A continuación, se muestra en las siguientes figuras, la distribución de temperatura máxima y mínima real para los meses comprendidos entre mayo y octubre del año 2017.

Figura 46. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de mayo. [58]

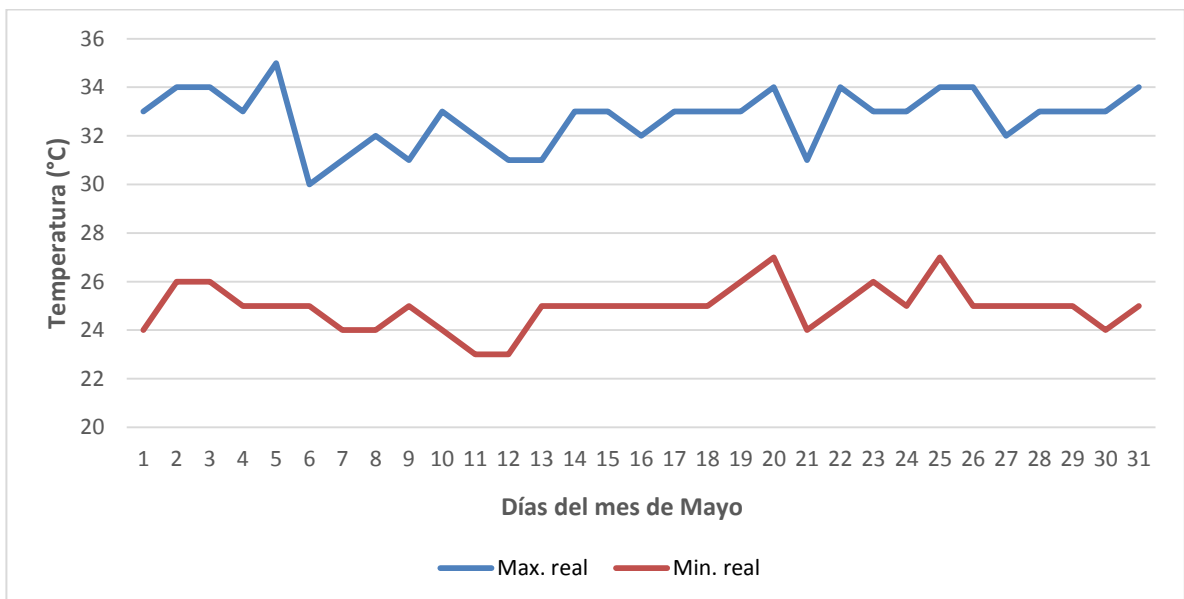


Figura 47. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de junio. [58]

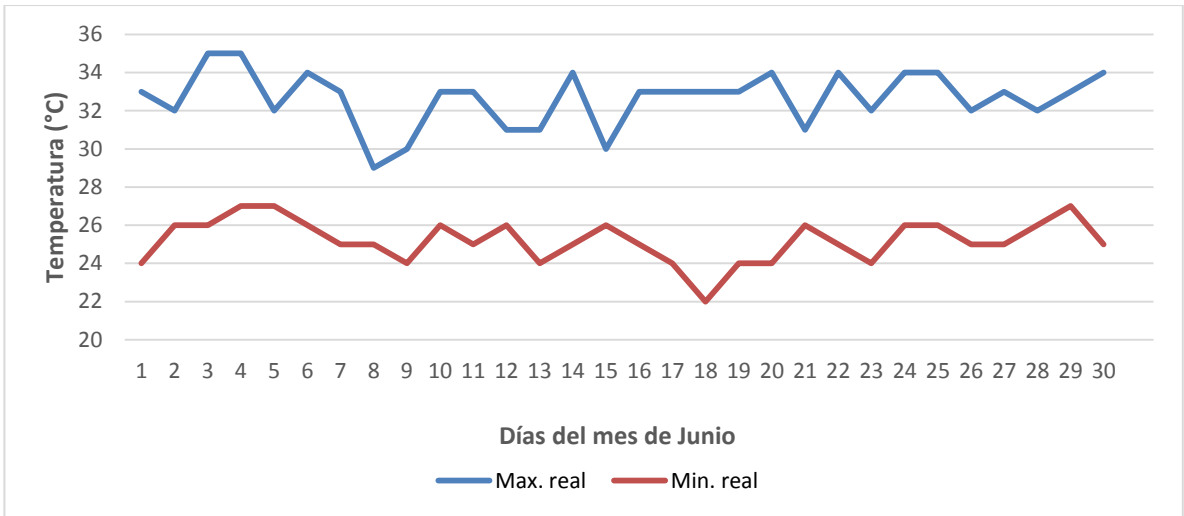


Figura 48. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de Julio. [58]

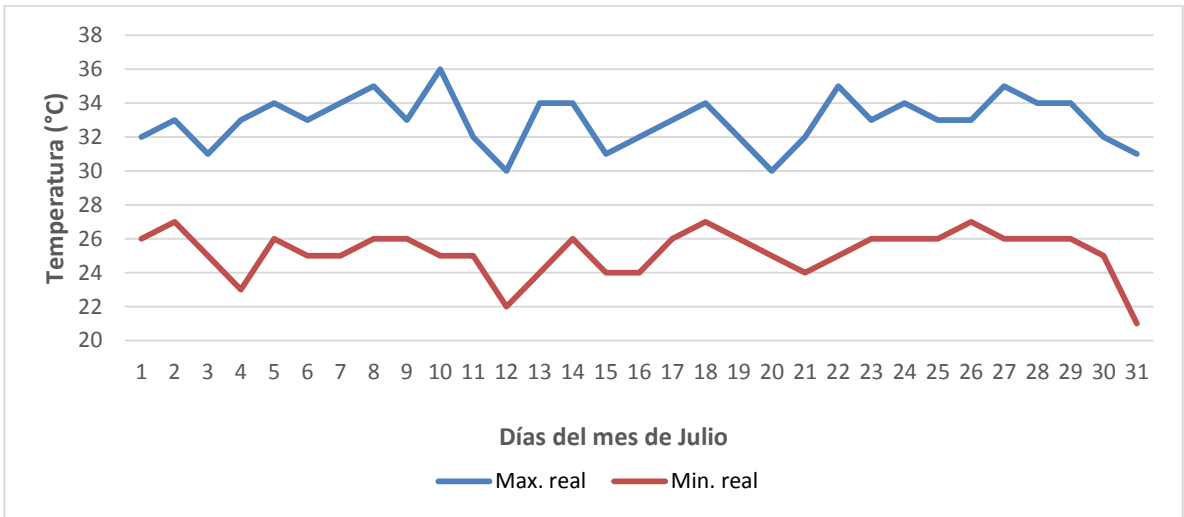


Figura 49. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de agosto. [58]

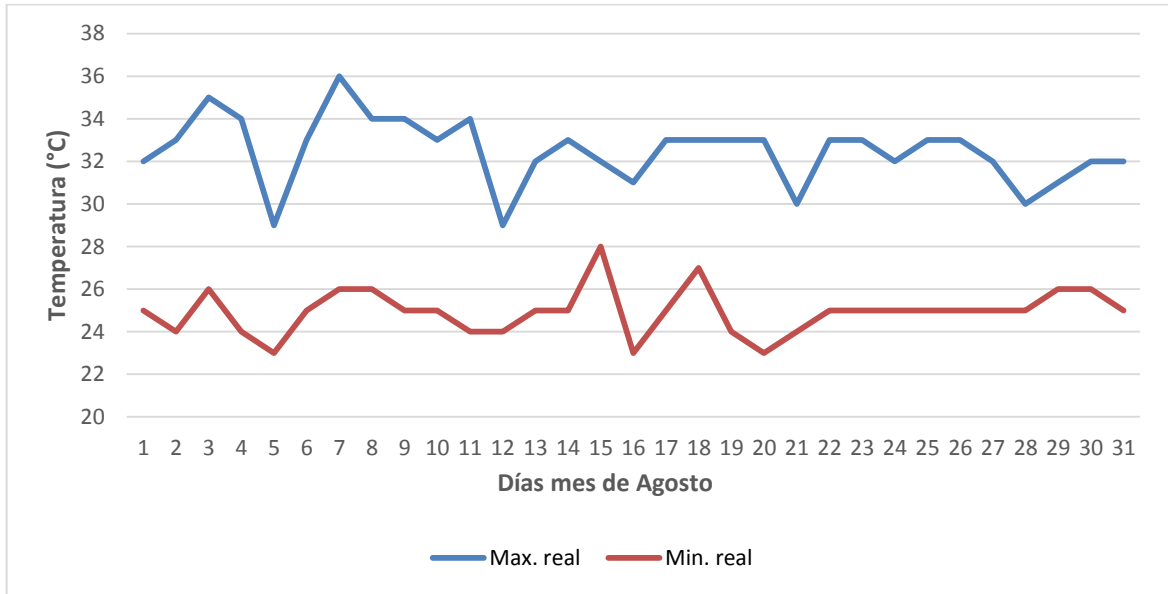


Figura 50. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de septiembre. [58]

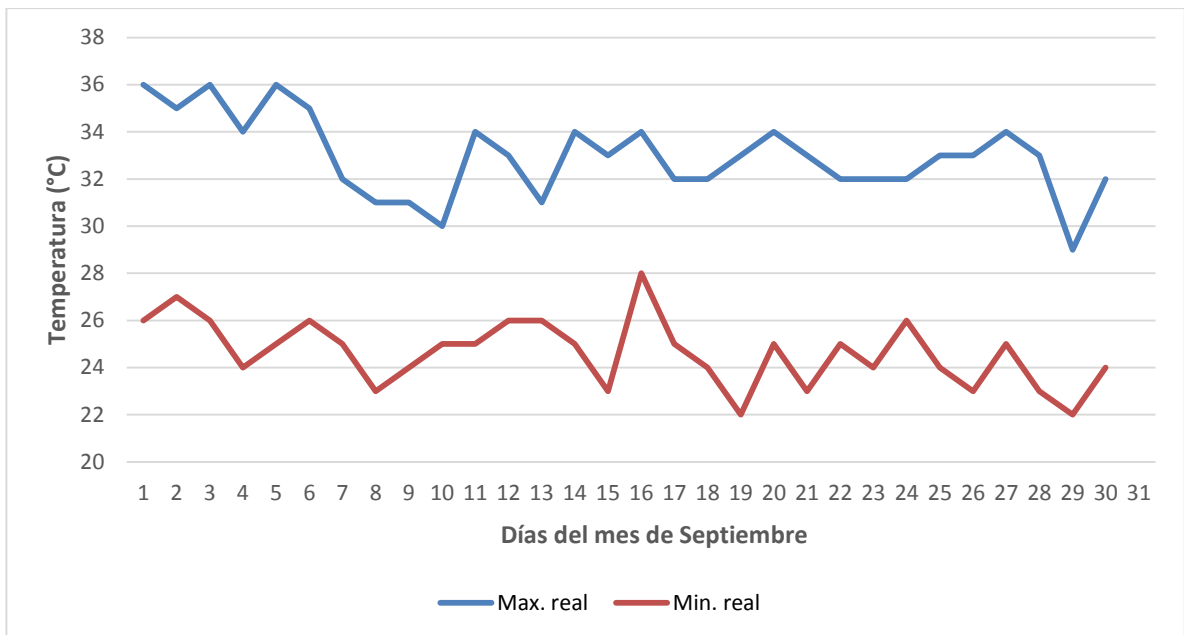
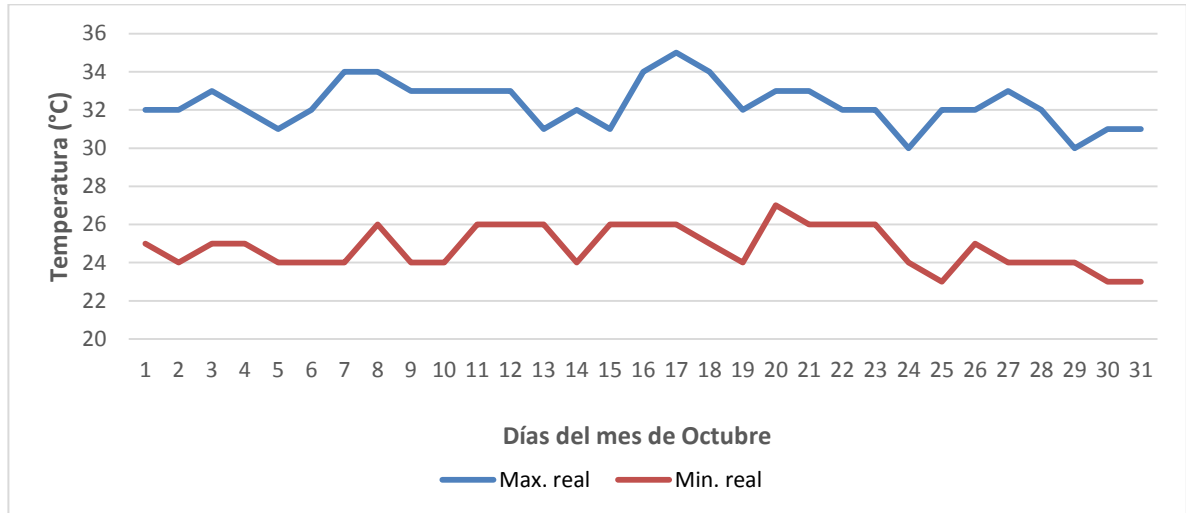


Figura 51. Comportamiento de la temperatura de bulbo seco Ambiental de Barranquilla para el mes de octubre. [58]



De las figuras anteriores, se toma la temperatura máxima registrada en cada mes y la humedad relativa. Estas propiedades permitirán a través de la carta psicrométrica hallar la temperatura de bulbo seco correspondiente para cada mes evaluado, como se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla 30. Datos de temperatura y humedad relativa para los diferentes meses utilizados en el cálculo de carga térmica.

Mes	Día	Temperatura B.S Max. °C	Temperatura B.S Max. °F	Humedad Relativa %	Temperatura Bulbo Húmedo °F
Mayo	5	35	95	80	89.2
Junio	3	35	95	81	89.5
Julio	10	36	96.8	80	90.9
Agosto	7	36	96.8	81	91.2
Septiembre	1	36	96.8	83	91.8
Octubre	17	35	95	84	90.4

Estos valores de temperaturas y humedades serán los utilizados para el cálculo de carga térmica a través del Software ELITE CHVAC.

Otro factor importante para el cálculo de carga térmica como se mencionó en el capítulo anterior, es el de los materiales de construcción de la edificación, los cuales se extrajeron del plano arquitectónico y se relacionan en la siguiente tabla:

Tabla 31. Materiales de construcción de la edificación, estudio de caso.

Descripción	Materiales de Construcción
Techo	Bloque de concreto de 4"
Paredes	Bloque de 4", repello de 4"
Vidrios	Vidrio de 0,4 de emisividad
Particiones	Paredes de Superboard

A continuación, se muestra la

Tabla 32, la cual relaciona la ganancia de calor sensible, latente y total para cada factor de la edificación. Cabe resaltar que se realizó el cálculo para 200 personas en la zona comercial.

Tabla 32. Ganancia de calor sensible, latente y total de la edificación. [45]

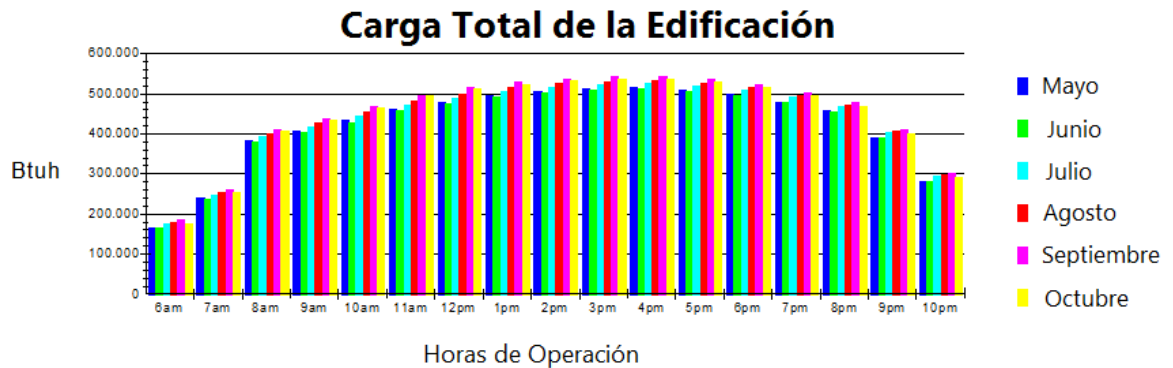
Descripción de la carga	Cantidad	Und	Ganancia Latente (BTU)	Ganancia Sensible (BTU)	Ganancia neta (BTU)	% Ganancia Neta
Techos	11.948	Ft ²	0	131.783	131.783	24%
Paredes	1.519	Ft ²	0	16.007	16.007	3%
Vidrio	656	Ft ²	0	46.803	46.803	7%
Iluminación	23.896	Watts	0	89.690	89.690	17%
Equipos	11.948	Watts	0	44.845	44.845	8%
Personas	210	Persona	46.112	57.640	103.752	19%
Particiones	3.213	Ft ²	0	33.400	33.400	6%
Infiltraciones	400	CFM	49.464	11.974	61.438	12%
Ventilación.	N_A		0	17.714	17.714	3%
TOTAL			95.576	449.856	545.432	100%

De lo anterior, se puede observar que, la carga térmica total de la edificación calculada con CHVAC ELITE Software es de 545.432 BTUH, aproximadamente 45

Toneladas de refrigeración, distribuidas en 42,4 TR y 3 TR para la zona comercial y oficinas, respectivamente.

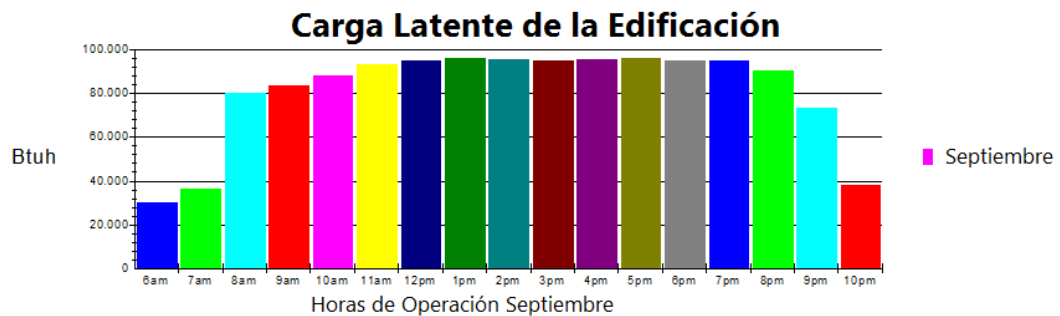
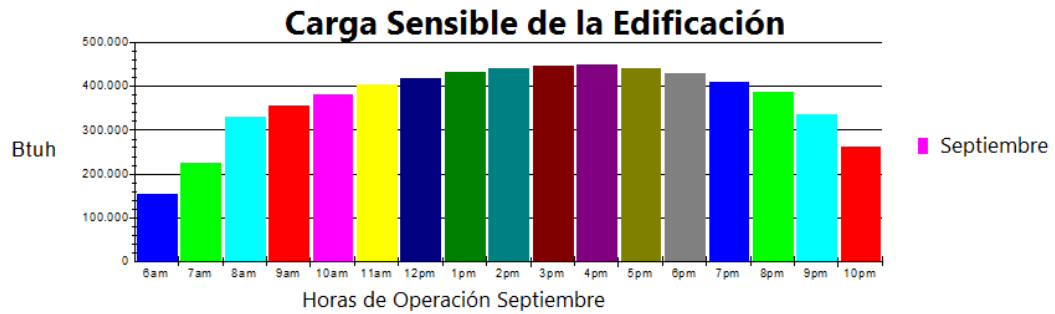
La carga térmica fue calculada para el mes de septiembre, debido a que, como se muestra en la siguiente figura, resultó ser el mes más crítico del año para la ciudad de Barranquilla [58].

Figura 52. Comparación de la carga térmica total para le edificación en los meses críticos del año, para la ciudad de Barranquilla.



La Figura 53, que muestra como es el comportamiento de la carga térmica sensible y latente en un día típico del mes de agosto, entre el horario de funcionamiento del local comercial, el cual es de 6 am a 10 pm.

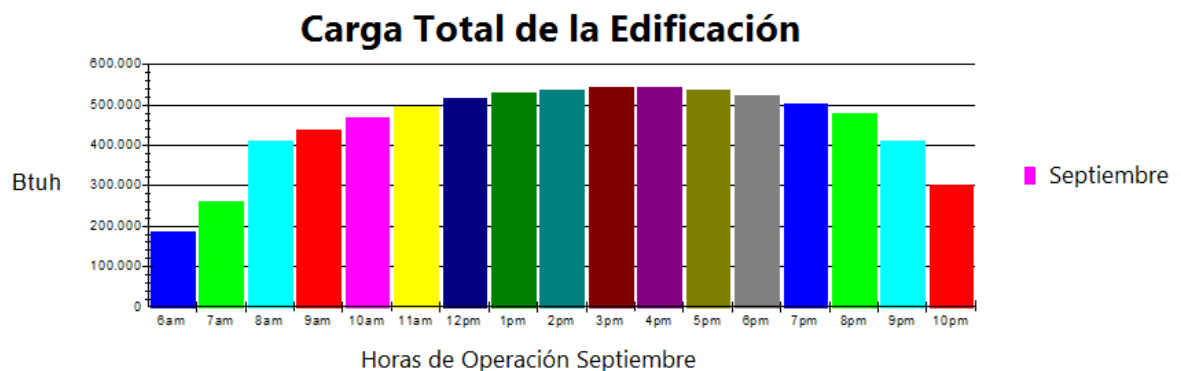
Figura 53. Comportamiento de la carga térmica sensible y latente en un día típico del mes de septiembre para el caso de estudio.



Obsérvese que el calor sensible es aproximadamente 5 veces mayor que la ganancia de calor latente.

Se conoce que la carga térmica total es la suma del calor sensible y el calor latente generado en la edificación. Para este caso se estableció un factor de seguridad del 10%. La Figura 54, permite observar la carga térmica total para la edificación en un día típico del mes de agosto para cada hora durante el periodo de ocupación establecido.

Figura 54. Comportamiento de la carga térmica total para un día típico del mes de septiembre. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269



Analizando la Figura 54, se puede concluir que la hora pico para el cálculo de carga térmica se encuentra alrededor de las 4 pm y que el calor total es de

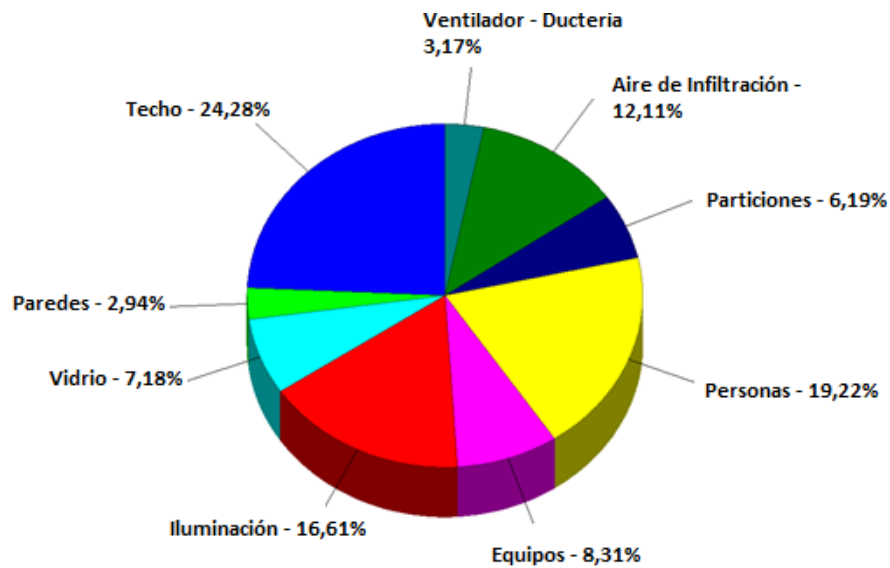
545.432 BTUH. Además, se evidencia el comportamiento no lineal de la carga, el cual es proporcional al perfil de operación de la edificación, establecido previamente en el software y configurado como se muestra en la Figura 55, y de la variación de las condiciones climáticas durante el día.

Figura 55. Perfil de operación de diseño para el estudio de caso.

Description	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm	12am
1 PEOPLE	0	0	0	0	0	0	10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	70	0	0	0
2 LIGHTING	50	50	50	50	50	50	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	50	50
3 EQUIPMENT	0	0	0	0	0	0	20	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	70	30	0	0
4	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

La Figura 56, que corresponde a la gráfica de distribución de carga térmica, muestra que el mayor aporte de carga térmica para esta edificación es del 24,28% y se produce por la transferencia de calor a través del techo, este puede ser reducido si la edificación incorpora cielo raso. Otro porcentaje importante que representa un 19,22% y que permite un factor de diversidad en la selección de los equipos, es el calor aportado por las personas. La iluminación es del 16,61% y como dato importante se puede observar que el calor aportado por infiltraciones de aire es del 12,11% de la carga térmica total.

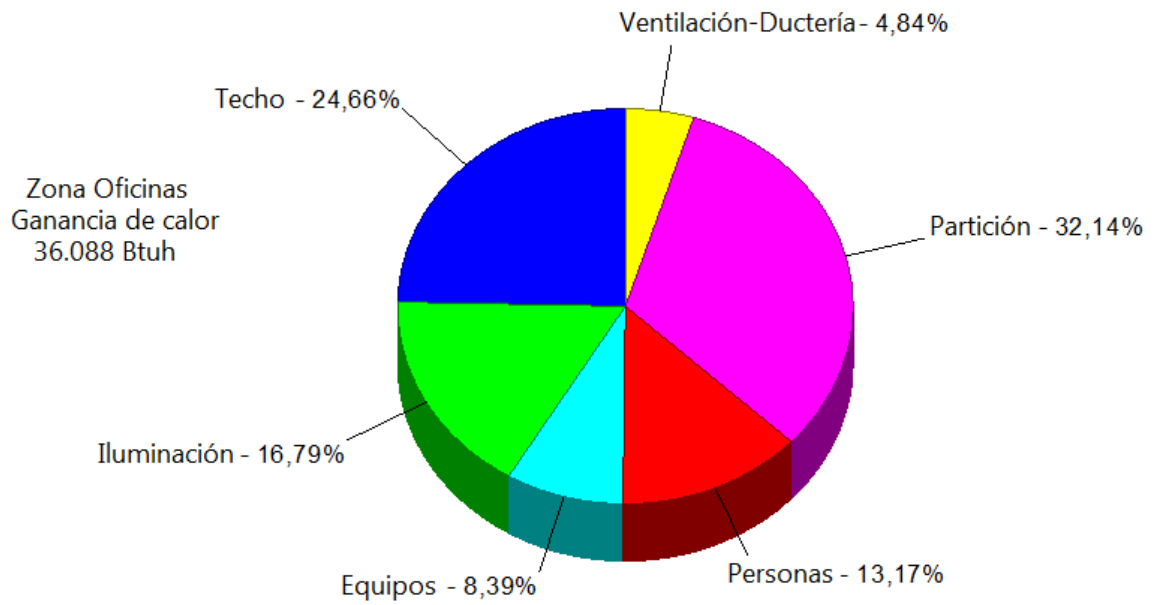
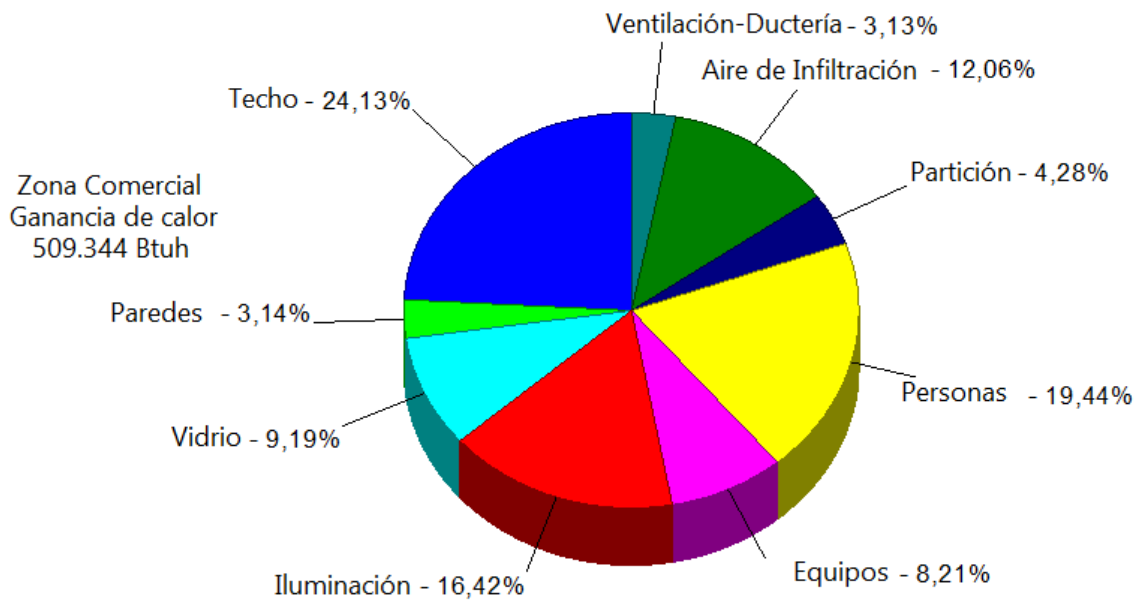
Figura 56. Grafica de distribución de carga térmica. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269



Sin embargo, si se hace una comparación entre la distribución de carga para la zona comercial y la zona de oficinas se puede observar que:

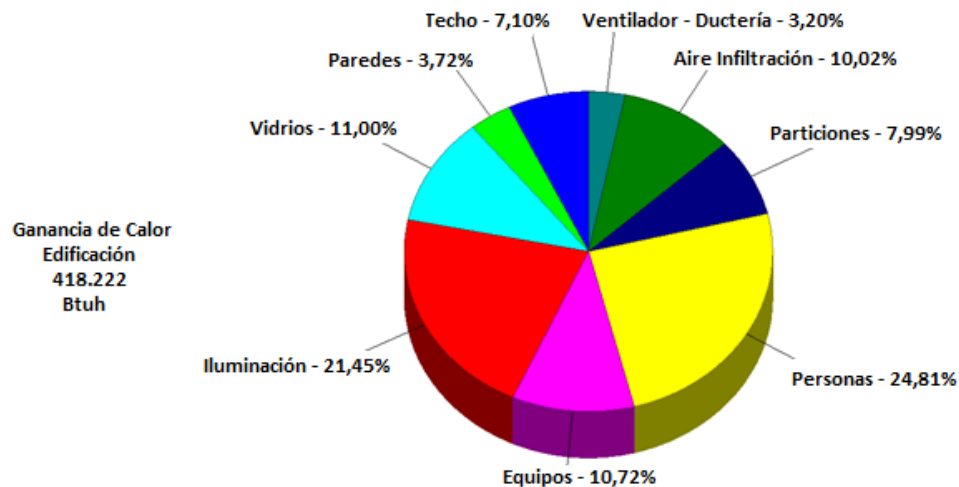
1. La carga térmica de la zona comercial es de 509.344 BTU/h lo que equivale al 93,3% de la carga total de la edificación, siendo el otro 6,7% el aportado por las oficinas.
2. Se observa además que el comportamiento de la carga térmica de la zona comercial, en términos de distribución se aproxima mucho a la carga total del sistema.
3. La distribución de carga térmica de las oficinas varia en los porcentajes de aporte de calor. Se puede observar que la mayor carga térmica está dada por la transferencia de calor en las particiones y en el techo.

Figura 57. Distribución de la carga Térmica por zonas. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269



Se realizó una comparación de la carga térmica teniendo en cuenta la implementación de cielo raso en el recinto y un material de aislamiento de 2" para el techo y se obtuvo la siguiente distribución:

Figura 58. Carga Térmica de la edificación, teniendo en cuenta la implementación de cielo raso en la zona. Obtenido de ELITE CHVAC versión 7.01.269



Como conclusión se observa que la carga térmica total para esta edificación es de 45 TR, distribuidas en un 93% para la zona comercial y un 7% para la zona de oficinas. Es decir, se necesitan 42 TR para la zona comercial y 3 TR para las oficinas.

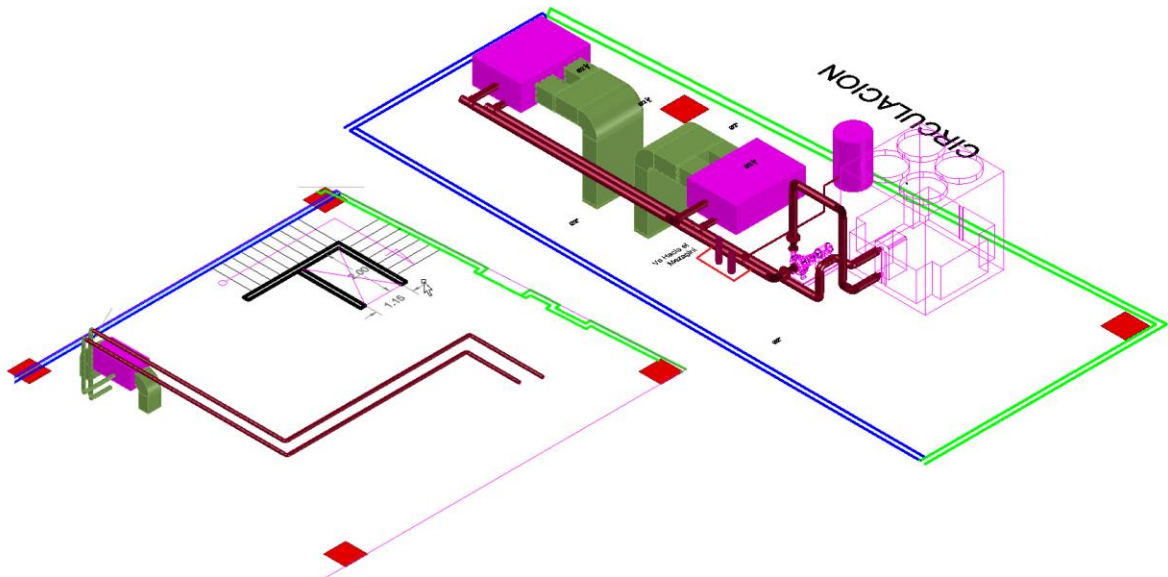
Se puede concluir también que el techo es el factor más crítico en el aporte de calor en este tipo de edificación. En términos de carga térmica se podría decir que, si se implementa cielo raso en la edificación y un aislamiento térmico de 2" de espesor, se podría reducir hasta en un 23,3% el total de la carga térmica. No obstante, la carga pasaría de 545.432 BTU/h a 418.222 BTU/h, como se ilustró en la Figura 58.

8.2. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo del sistema de distribución a agua, a través de Drifsight, Autocad MEP, Taco Hydronic System Solutions y Validado a través de una hoja de cálculo de Excel.

Con base en el cálculo de carga térmica y con un factor de diversidad del 112,5%, se tendrán 45 TR en Evaporación y 40 TR de agua fría (Chiller), esto debido a que comercialmente no se tiene un Chiller de 45 TR y que la diversidad en el comportamiento de las personas en las diferentes áreas, permite que se tome como ajuste este tipo de factores [59].

De esta forma se realizó una esquematización en Drifsight y en Autocad MEP para ilustrar las posibles configuraciones que puede tener el sistema. Este puede variar en dependencia de las condiciones de la obra. La siguiente imagen muestra el plano del sistema de bombeo tentativo.

Figura 59. Esquematación de sistema tipo Chiller, Obtenido de Autocad MEP 2017.

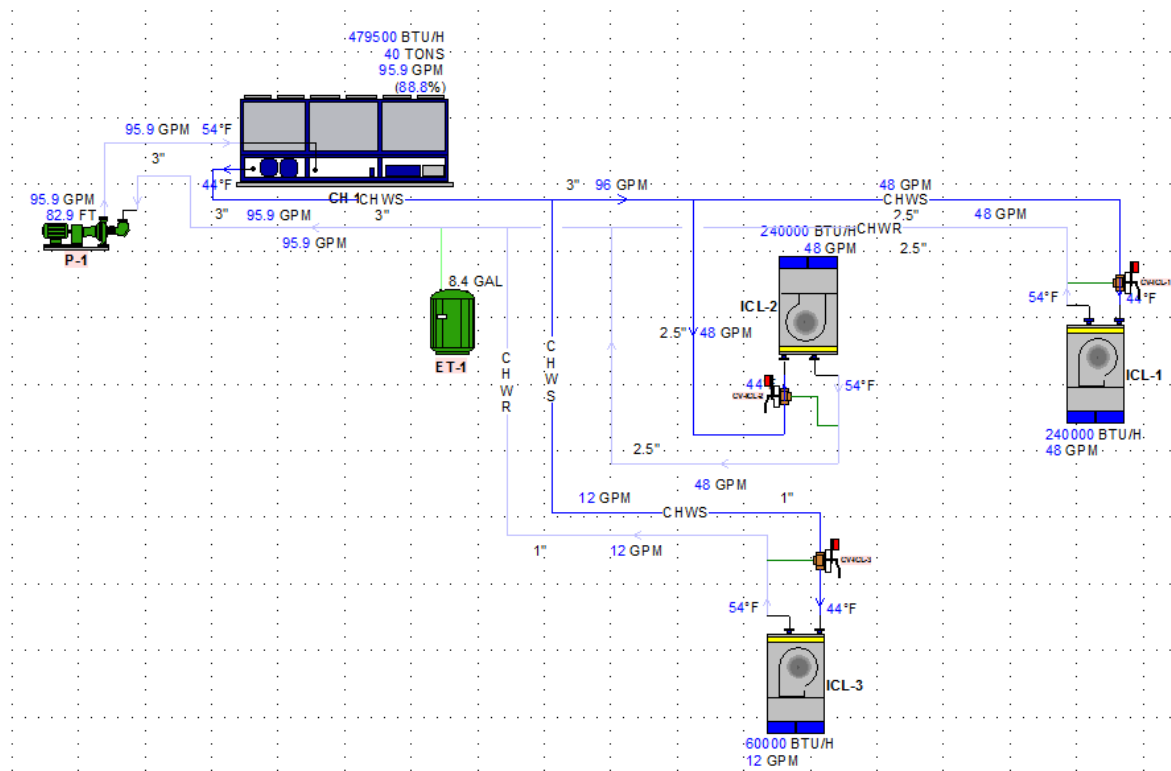


La Figura 59, muestra el posible esquema a utilizar en la implementación del sistema. Se observan dos manejadoras de aire conectadas a la ductería de suministro, las cuales se encuentran ubicadas en la losa mientras que la manejadora restante se encontrará ubicada en el mezanine de la edificación.

También, se puede observar una representación de la tubería y del tanque de expansión, junto con el Chiller condensado por aire. Esta esquematización finalmente puede variar y quedaría plasmada en el plano AS BUILT o plano final de la edificación.

En el software TACO HYDRONIC SOLUTION se realizó una simulación del sistema para posicionar las máquinas, dimensionar la tubería, calcular la caída de presión final, seleccionar la bomba y calcular las cantidades de material para el sistema. La Figura 60 muestra el esquema de simulación.

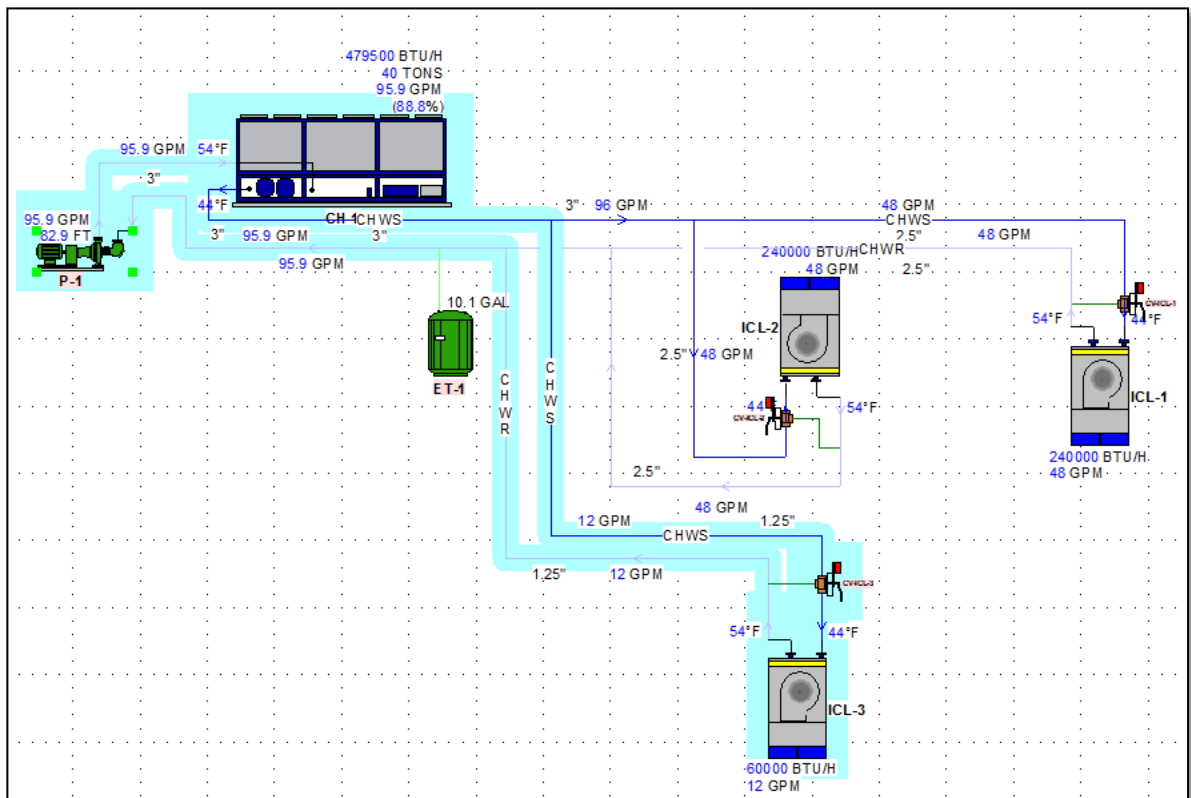
Figura 60. Simulación de configuración del sistema en estudio. Obtenido de Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



Se puede observar que la caída de presión total del sistema, calculada a través de Taco Hydronic Solution es de 82,9 FTH₂O o 25,3 M.ca. Teniendo en cuenta un factor de seguridad del 10% para la caída de presión, se requeriría una bomba que opere en el punto 27,85Mca y 96 GPM.

Sabiendo que existen tres máquinas en las cuales se distribuye el agua fría, es necesario reconocer en cuál de los recorridos se ejerce mayor caída de presión, con el fin de poder seleccionar el punto de trabajo de la bomba. La siguiente figura muestra el recorrido hasta la manejadora de 5 TR, ubicada en el mezanine, al cual se le aplicará el análisis de validación.

Figura 61. Trayectoria con mayor caída de presión para selección del punto de operación de la bomba. Obtenido de Taco Hydronic System Solutions 9.0.1



EL dimensionamiento de la tubería se programó por el método de caída de presión constante (Véase Sección 7.1.2.). La Tabla 33, muestra los datos de dimensionamiento, velocidades y caída de presión para tubería de presión RDE 21 PVC, como objeto de validación de los resultados adquiridos por el Software Taco Hydronic Solution.

Tabla 33. Cálculo de caída de presión en Tuberías- Perdidas primarias para el estudio de caso.

Descripción	Q (m3/s)	Dint Cal (mm)	Dint Cat (mm)	V (m/s)	L (ML)	Re	f	H (MCA)
TUBERÍA 3"	0,0060566	71,7	80,42	1,19	20	73367,1	0,022	0,3965
TUBERÍA 2,5"	0,0030283	50,7	65,07	0,91	26	45337,2	0,024	0,4053
TUBERÍA 1"	0,0007570	25,4	30,2	1,06	70	24421,3	0,027	3,5631
TOTAL								4,36491

Se puede observar de la anterior que la caída de presión dada por perdidas primarias, es aproximadamente 4,37 metros columna de agua y que las velocidades corregidas se encuentran dentro de las velocidades recomendadas en la Tabla 18.

Las perdidas secundarias como consecuencia de los accesorios se relacionan en las siguientes 3 tablas.

Tabla 34. Perdidas secundarias por codos y tees para el estudio de caso.

Accesorio	Cant.	V (m/s)	D (pulg)	L.equi	Re	f	H (MCA)
Tee	2	1,19237463	3	1,016	66365,7	0,0220	0,0446
Tee	6	0,91064531	2,5	1,016	40526,9	0,0240	0,1064
Tee	2	1,05690753	1	1,016	30316,7	0,0270	0,0834
Codos	6	1,19237463	3	1,016	66365,7	0,0220	0,1337
Codos	10	0,91064531	2,5	0,762	40526,9	0,0240	0,1330
Codos	14	1,05690753	1	0,762	30316,7	0,0270	0,4379
TOTAL							0,93902878

Tabla 35 Perdidas secundarias por Reducciones para el estudio de caso.

Accesorio	Cant.	V (m/s)	D (pulg)	VC (m2/s)	K	H (MCA)
Reducción Bushing	2	1,19	3 a 2,5	0,000001512	0,240	0,034680000
Reducción Bushing	2	1,19	2,5 a 2	0,000001512	0,240	0,034680000
Reducción Bushing	2	1,5	2 a 1,5	0,000001512	0,270	0,061989796
Reducción Bushing	2	1,05	1 a 1,5	0,000001512	0,270	0,030375000
TOTAL						0,161724796

Tabla 36. Perdidas secundarias por válvulas mecánicas y válvulas de control para el estudio de caso.

Accesorio	Cantidad	H (FT H2O)	H (MCA)
Válvula de Bola	2	0,20	1,4
Válvula ePIV	1	9,20	2,80
Válvula cheque	1	1,00	0,30
Válvula de control Tres Vías	1	6,90	2,10
Válvula Mariposa	3	1,20	0,37
Juntas	2	0,40	0,12
TOTAL		18,9	7,1

Sin embargo, un factor importante para hallar el valor real de caída de presión del circuito y que debe ser vencido por la bomba seleccionada es el aporte de perdidas como consecuencia de los equipos. De tal manera que, la siguiente tabla permite observar los valores de caída de presión para los equipos, encontrado del catálogo de equipos de la marca Trane y que poseen características similares a las requeridas en el estudio de caso.

Tabla 37. Caída de presión por equipos-Extraída de catálogo de equipos Trane

Descripción	H (MCA)
Chiller 40TR	8,658536585
Manejadora 5TR	2,317073171
TOTAL	10,97560976

La suma de las caídas de presión primaria, secundaria y por equipos, será el resultado requerido para validar el cálculo emitido por el software Taco Hydronic Solution. La suma de los totales de caída de presión, es de 22.2 M.Ca, agregando un factor de seguridad de un 10%, tal cual como se había hecho con el valor arrojado por el software, se obtiene que la caída de presión es de 25.9 M.Ca.

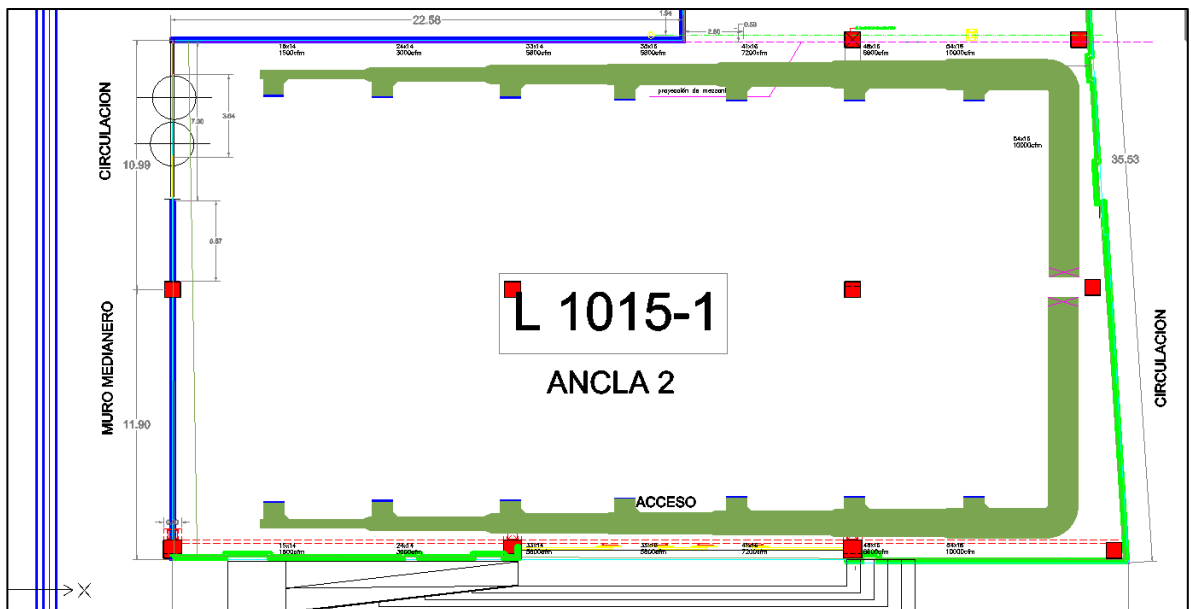
Lo anterior indica que se tiene un error de 6.8% en comparación con el valor arrojado con el software. Por tanto, se considera con base en la experiencia que el valor es confiable y será el utilizado para dimensionar la bomba.

8.3. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el cálculo del sistema de distribución aire, a través de Drifsigth, Autocad MEP y Ductsizer.

Continuando con la metodología desarrollada, se plantea dimensionar el sistema de distribución de aire a través del software DUCTSIZER de McQuay. Los resultados obtenidos en esta sección serán determinantes para el análisis de precios unitarios y el cálculo de cantidades de insumos para la construcción de ductería. Los ductos pueden ser construidos en diferentes materiales, tales como lámina galvanizada, lamina en acero inoxidable, Fibra de vidrio, Piralú, icopor [60], e incluso hoy es posible encontrar aplicaciones de ductos construidos en tela [61]. Lo anterior teniendo en cuenta diferentes secciones geométricas.

Se utilizan 500 CFM/TR como dato referente para el diseño de la ductería. El material de construcción seleccionado es lamina de fibra de vidrio doble Foil, el cual otorga beneficios de transferencia de calor, maleabilidad en la construcción. El foil como barrera de vapor ofrece resistencia al paso de vapor de agua, disminuyendo así, las condiciones que producen la condensación intersticial. [60] El método de diseño en el cálculo de ductería se hará por presión constante como se explicó anteriormente en la sección 7.1.3., tomando como presión de diseño 0,15 In.CA/100Ft.La siguiente figura muestra el esquema de los ductos diseñados a través de Draftsigth para la sala de ventas.

Figura 62. Diseño CAD de sistema de distribución de aire, Sala de ventas, caso de estudio.



Los ductos diseñados son de sección rectangular, en fibra de vidrio doble Foil, como ya se había mencionado.

La Tabla 38, contiene los datos de diseño de cada tramo de ducto, extraídos de DUCTSIZER y que serán claves para determinar la cantidad de material que se requiere para el desarrollo constructivo de los conductos de aire.

Tabla 38. Datos de diseño y dimensionamiento de Ductos con software Ductsizer McQuay para la zona de ventas del caso de estudio.

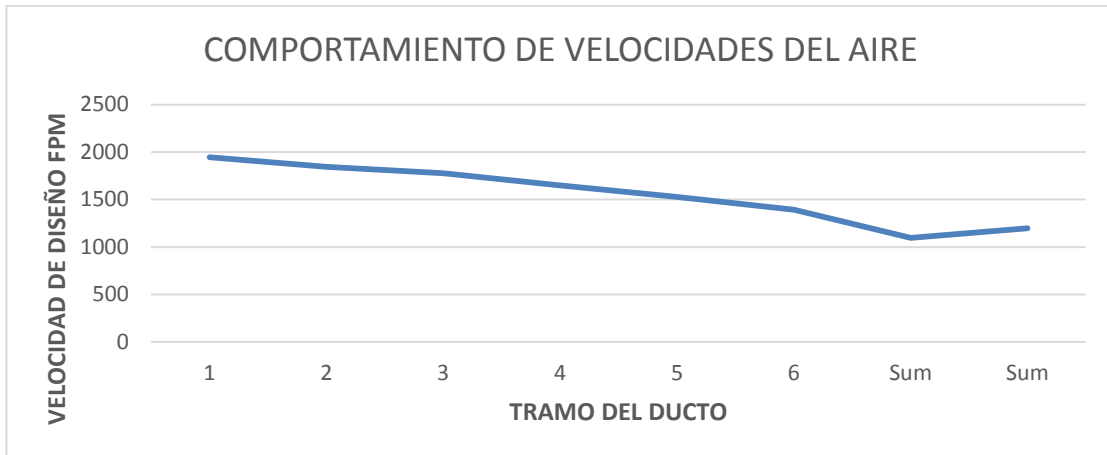
Datos de Diseño UMA 20TRX2					Dimensionamiento	
TRAMO	Cauda Aire (CFM)	Caída De Presión in WC/100ft	Caída De Presión Corr in WC/100ft	Velocidad (FPM)	Ancho (In)	Alto (In)
1	10000	0,15	0,148	1945,5	54	16
2	8600	0,15	0,142	1846,3	48	16
3	7200	0,15	0,143	1776,5	41	16
4	5800	0,15	0,136	1649,9	35	16
5	4400	0,15	0,132	1527,9	33	14
6	3000	0,15	0,133	1394,7	24	14
Suministro	1500 (2)*	0,15	0,111	1096,3	15	14
Suministro	1400 (5)*	0,15	0,144	1197	15	12

*Número de veces que se repite el tramo

Los datos anteriores corresponden a un ala del sistema del recinto de ventas, ya que por simetría la otra ala tendría las mismas especificaciones de diseño. Se puede observar que el caudal va siendo suministrado y por consiguiente va disminuyendo, afectando en el dimensionamiento del tramo de ducteria.

La caída de presión corregida de acuerdo al ducto puede variar con respecto a la caída de presión de diseño. Esto se da debido a que el ducto puede tomar diferentes medidas, respetando un rango óptimo de área de flujo de aire. Sin embargo, esta caída de presión debe siempre estar por debajo de la caída de presión límite de diseño, que para este caso es de 0,15 in WC/100ft. Para tener una mejor apreciación del comportamiento de la velocidad del aire a través de cada tramo, se plasma la siguiente figura.

Figura 63. Comportamiento de la velocidad del aire dentro del conducto de distribución de aire, Sala de ventas.

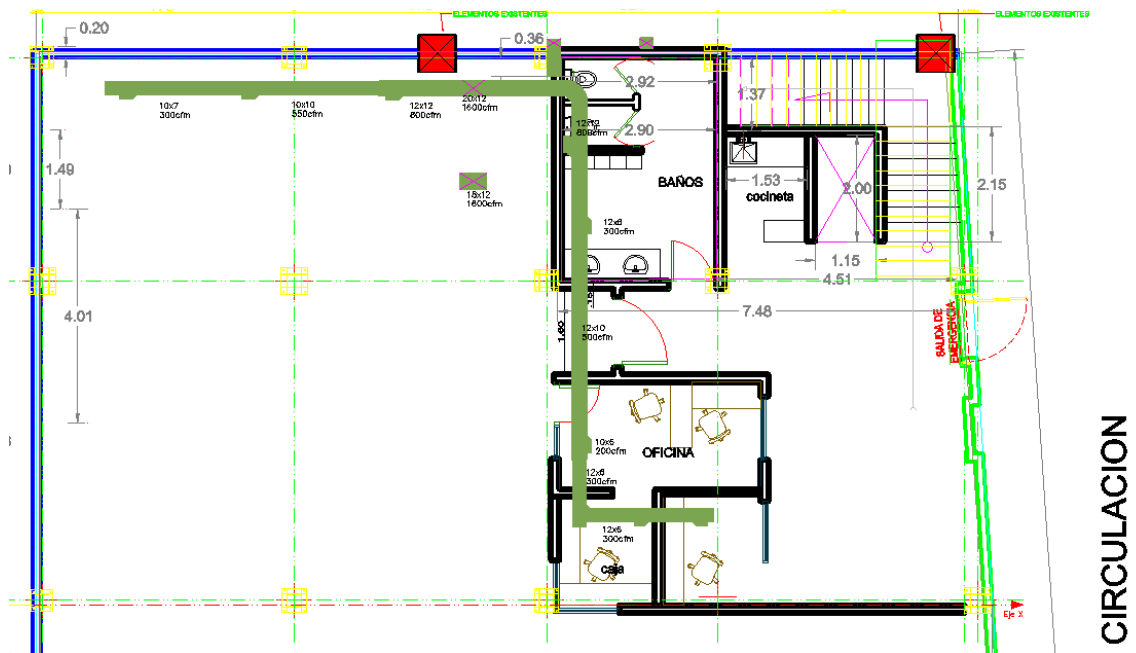


Se puede concluir que la máxima velocidad desarrollada en el sistema es de 1945,5 Ft/min, la cual da lugar en la salida de la manejadora de aire. A su vez, las velocidades más pequeñas se encuentran en los tramos 15X14 y 15X12, ambos de suministros de caudales de aire de 1500 CFM y 1400 CFM respectivamente, parámetro importante para la selección de las unidades terminales de distribución de aire.

El mismo análisis se realizó para el área de oficinas, obteniendo el esquema preliminar mostrado en la

Figura 64.

Figura 64. Diseño CAD de sistema de distribución de aire, Oficinas, caso de estudio.



A diferencia del sistema de distribución de aire de la sala de ventas, en las oficinas la ductería se dimensionó con base en una caída de presión constante de 0,1 in WC/100ft. La Tabla 39, muestra los datos de dimensionamiento extraídos de Ductsizer para la sección oficinas.

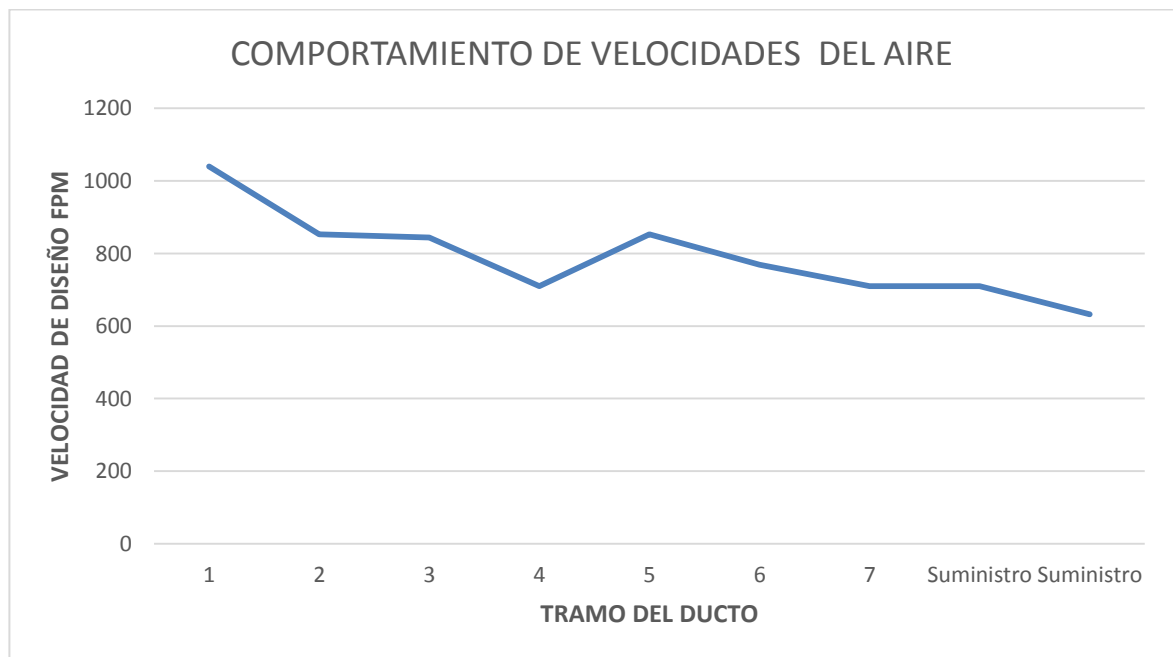
Tabla 39. Datos de diseño y dimensionamiento de Ductos con software Ductsizer McQuay para la zona de Oficinas del caso de estudio.

Datos de Diseño UMA 4TR					Dimensionamiento	
TTAMO	Cauda Aire (CFM)	Caída De Presión in WC/100ft	Caída De Presión Corr in WC/100ft	Velocidad (FPM)	Ancho (In)	Alto (In)
1	1600	0,1	0,093	1039,5	20	12
2	800	0,1	0,087	852,3	12	12
3	550	0,1	0,1	843,8	10	10
4	300	0,1	0,1	710,2	10	7
5	800	0,1	0,087	852,3	12	12
6	600	0,1	0,08	768,7	12	10
7	300	0,1	0,1	710,2	10	7
Suministro	250 (2)	0,1	0,091	650	10	6
Suministro	300 (3)	0,1	0,1	710,2	10	7
Suministro	200	0,1	0,098	632,1	10	5

Obsérvese que en este caso se optó por secciones más grandes debido a la caída de presión de diseño para los caudales respectivos, con el fin de garantizar velocidades más bajas, debido a los niveles de ruido que deben ser empleados en estas condiciones.

Nótese, que la caída de presión corregida se mantiene siempre por debajo de la caída de presión establecida para el diseño. Las velocidades más bajas nuevamente se dan en los tramos de suministro de aire como se muestra en la Figura 65.

Figura 65. Comportamiento de la velocidad del aire dentro del conducto de distribución de aire, oficinas.



Se evidencia que las velocidades más bajas se siguen dando en los tramos de suministro de aire a los diferentes recintos.

A partir de los datos obtenidos se calculan las cantidades de tubería. La siguiente tabla muestra las cantidades de ductería para cada tramo.

Tabla 40. Calculo de cantidades de ductería en m^2 para Lamina de Fibra de Vidrio y en Kg para Lámina Galvanizada para la zona de ventas del caso de estudio.

DUCTO	<SA> I/E/F	P M	W	H	L (ML)	CAL	AREA M2	A. EXTERNO M2	KG	CAL 22
UMA 1-2										
1	E	P	54	16	3	22	10,67	11,28	59,95	59,95
1	F	P	54	16	13	0	48,87	0	0	0
2	F	P	48	16	5,5	0	19	0	0	0
3	F	P	41	16	5,53	0	17,15	0	0	0
4	F	P	35	16	5,31	0	14,84	0	0	0
5	F	P	33	14	6	0	15,53	0		
6	F	P	24	14	5,84	0	12,46	0	0	0
Suministro	F	P	15	14	4,9	0	8,21	0	0	0
Suministro	F	P	15	12	9,8	0	15,43	0	0	0
Retorno	F	P	30	30	5	0	16,26	0	0	0

La columna ducto, describe el tramo de ducto que se está analizando. El tramo 1 se repite debido a que parte de este es construido en lámina galvanizada y la otra parte en fibra de vidrio. La columna <SA> describe la característica de aislamiento del ducto. Donde E, I y F, corresponden a Aislamiento Interno, externo o fibra de vidrio respectivamente. La P y la M indican el sistema de unidades en el que se está trabajando, donde P se refiere a pulgadas y M a metros. Los parámetros W, H y L hacen referencia al ancho, alto y largo del ducto. La columna CAL describe el calibre de la lámina a utilizar que según (REFERENCIA) varía de acuerdo al límite establecido para el tamaño del ducto. El área depende estrictamente del perímetro del ducto y el largo del tramo. De esta manera se calculó el área en m^2 para cada sección. Otro factor importante para las láminas galvanizadas es el tipo de aislamiento que se va a utilizar, tal como se mencionó anteriormente la letra E indica que el aislamiento es externo, por lo tanto, se puede observar que se necesitaría 11,28 m^2 de aislamiento para poder cubrir 10,67 m^2 de lámina galvanizada.

En resumen, para la manejadora de aire 1 y2 se necesitarían las cantidades indicadas en la Tabla 41.

Tabla 41. Resumen de cantidades de Lamina de acero, Aislamiento térmico y Lamina de fibra de vidrio. Zona de Ventas del caso de estudio.

TOTAL, LAMINA DE ACERO	m2	21.34
	Kg	120
Total, m2 con desperdicio	10%	23.46
Total, kg con desperdicio	10%	131.9
Número de Láminas	Und	16
TOTAL, AISLAMIENTO EXTERNO	m2	23.78
Total, m2 con desperdicio	10%	26.16
TOTAL, FIBRA DE VIDRIO	m2	377.96
Total, Fibra de Vidrio m2 con desperdicio	10%	415.76
Número de Láminas	Und	140

El número de Lamina para cada tipo de material depende de la presentación comercial de cada uno. De tal manera, se puede observar que para la sala de ventas se necesitarían un total de 16 láminas de acero galvanizado calibre 22. Además, se requieren 26.6 m2 de aislamiento térmico y 140 láminas de fibra de vidrio de 2.97m2, teniendo en cuenta un factor de desperdicio del 10%.

Se realizó el mismo procedimiento para calcular las cantidades de material para la construcción de la ductería de las oficinas. Los resultados se plantean en la Tabla 42

Tabla 42. Calculo de cantidades de ductería en m^2 para Lamina de Fibra de Vidrio y en Kg para Lámina Galvanizada, zona de Oficinas del caso de estudio.

DUCTO	<SA> I/E/F	<P> M	W (In)	H (In)	L (MI)	CAL	AREA M2
UMA 3	0						
1	F	P	20	12	3,00	0	5,49
2	F	P	12	12	1,50	0	2,13
3	F	P	10	10	2,70	0	3,29
4	F	P	10	7	2,70	0	2,88
5	F	P	12	12	8,60	0	12,23
6	F	P	12	10	2,50		3,30
7	F	P	10	7	1,50	0	1,60
Suministro	F	P	10	7	0,60	0	0,64
Suministro	F	P	10	6	0,90	0	0,91

Suministro	F	P	10	5	0,30	0	0,29
Retorno	F	P	15	15	2,00	0	3,45
						TOTAL	36,23

Se puede observar que el requerimiento para cubrir la construcción de la ductería de la sección de oficinas en lámina de fibra de vidrio, es de 36,23 m² netos. Teniendo en cuenta un factor de desperdicio del 10%, se requeriría 14 Láminas en presentación de 2,97 m².

Finalmente, estos resultados serán trascendentales para el análisis de cantidades y precios unitarios que se desarrollará posteriormente.

8.4. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para la selección de unidades terminales del sistema de distribución aire.

Continuando con la aplicación de la metodología desarrollada, se requiere a través de este resultado seleccionar los difusores y rejillas necesarios para distribuir y balancear de manera uniforme el aire en el recinto.

El factor de ruido para la aplicación de ventas al por menor y oficinas, los CFM's de diseño y la velocidad permitida, serán los criterios requeridos para la selección de las rejillas y difusores. La Tabla 23 muestra que el criterio de ruido y velocidad permitida para la sala de ventas es de 45 N.C. y 600 FPM respectivamente, mientras que para oficinas es de 30 N.C y 500 FPM. No obstante, tomando como referencia esta información se procede a seleccionar Difusores de pared para suministro y rejillas de retorno, ambos sin dámper de control de aire. La Tabla 43, muestra cada una de las rejillas seleccionadas de acuerdo a cada flujo de aire, velocidad de cuello y Nivel de ruido.

Tabla 43. Selección de difusores de suministro de acuerdo a parámetros de diseño.

Descripción	Caudal	Velocidad	Criterio de	Tipo	Dimensionamiento
-------------	--------	-----------	-------------	------	------------------

	(CFM)	Max (FPM)	ruido (N.C)		
Suministro Sala Ventas	1500 (4)*	600	45	Difusor de pared	36X12

Suministro Sala Ventas	1400 (10)*	600	45	Difusor de pared	36X12
Suministro Oficina	250 (2)*	500	30	Difusor de techo 1 vía	8X8
Suministro Oficina	300 (3)*	500	30	Difusor de techo 1 vía	10X10
Suministro Oficina	200	500	30	Difusor de techo 1 vía	8X8

Sin embargo, es preciso aclarar que se seleccionaron difusores de pared para garantizar que el aire pueda distribuirse de manera uniforme en todo el recinto, especialmente en centro de este. Un factor importante, ya mencionado en este tipo de difusores, es que permiten tener un ángulo de 0°, 22° y 45° de deflexión, proporcionando de acuerdo a cada deflexión un tiro o alcance del aire diferente. Para deflexión de 45°, el tiro para el difusor de 1400 CFM es de 33 Ft, mientras que para el de 1500 CFM es de 36 ft, con velocidades de 500 FPM y 590 FPM respectivamente, este dato es de suma importancia para el diseñador para garantizar una equilibrada distribución de aire.

Según la información anterior, se requieren 14 difusores de pared de 36"X12", 3 difusores de 1 vía de 8"X8" y 3 difusores de 1 vía de 10"X10"

La Tabla 44, evidencia la selección para las rejillas de retorno. Se tiene claro que el caudal total para la manejadora de aire 1 y 2, correspondientes a la sala de ventas, es de 10.000 CFM en cada una. Mientras que, para las oficinas se tiene una sola manejadora de aire, con caudal de 1600 CFM.

Tabla 44. Selección de Rejillas de Retorno de acuerdo a parámetros de diseño.

Descripción	Caudal (CFM)	Velocidad (FPM)	Tipo	Dimensionamiento
Retorno Sala Ventas UMA 1	2500 (4)*	1000-1500	Rejilla Retorno	22X22
Retorno Sala Ventas UMA 2	2400 (4)*	1000-1500	Rejilla Retorno	22X22

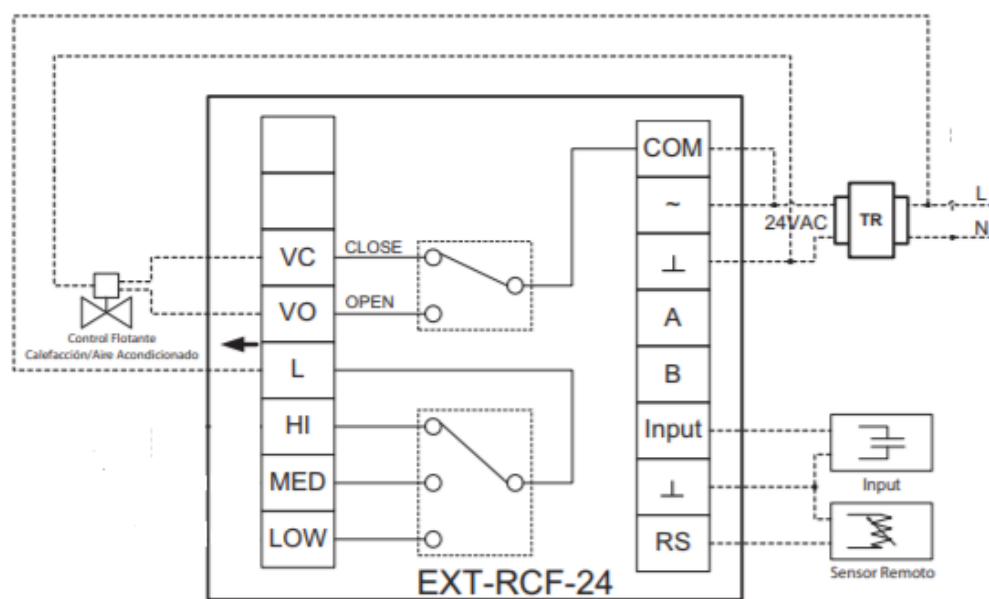
Retorno Oficina	1600	1000-1500	Rejilla Retorno	24X12
-----------------	------	-----------	-----------------	-------

En resumen, se necesitarían 8 rejillas de retorno de 22”X22” para la sala de ventas y una rejilla de retorno de 24”X12”. Estas cantidades son importantes para el análisis de precio unitario y el desarrollo del presupuesto.

8.5. Resultado de la Implementación de la metodología desarrollada para el diseño del sistema de control del estudio de caso.

El sistema de control está basado en el esquema evidenciado en la Figura 66, ya explicado en la sección 7.2.2.2. Se trata de un controlador On/Off, activado por una señal de temperatura, recopilada de un sensor de bulbo, ubicado en el ducto de retorno de cada manejadora. Este sensor remoto, tal como se muestra, toma la señal de temperatura y la codifica en señales de control, permitiendo al controlador, tomar la decisión de abrir o cerrar el circuito que controla la válvula electrónica de tres vías, posicionada en el tubo de retorno de agua de cada manejadora. La alimentación de este controlador es en corriente directa, de tal manera que, se debe utilizar un transformador de corriente.

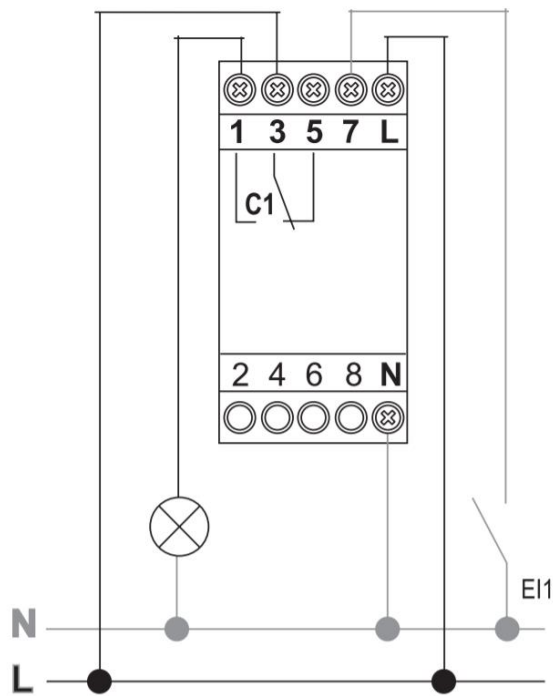
Figura 66. Esquema eléctrico del dispositivo de mando del sistema de control. [62]



También es importante mencionar que el sistema diseñado tendrá a su disposición un switch de flujo, para garantizar el caudal mínimo de agua requerido en el sistema. Por consiguiente, este sistema se utiliza como factor de protección para el Chiller.

El sistema contará con un programador horario como el que se muestra en la Figura 67, que permitirá optimizar el encendido y apagado del sistema. Es necesario utilizar un relay entre el equipo y el programador. Este ayudará a activar el contactor de encendido de los compresores.

Figura 67. Programador horario para encendido y apagado del sistema.



De esta manera básica es posible controlar el circuito de frío del sistema, garantizando protección y funcionalidad.

Cabe Aclarar que este sistema se encuentra limitado y que, para ahorros energéticos mayores en cargas parciales, se requiere el uso de variadores de frecuencia para la bomba, compresores y ventiladores de los condensadores.

8.6. Resultado de la Implementación del análisis de precios unitarios en la elaboración de la oferta económica del estudio de caso.


De acuerdo a la metodología, es necesario realizar un análisis de precios unitarios que permita obtener la oferta económica final para la implementación del proyecto.

La Figura 69, ilustra la oferta económica final para un Chiller de 40 TR con 3 manejadoras de aire, dos manejadoras de 20 TR y una manejadora de 1 TR, con red de tubería en PVC Schedule 40, aislada térmicamente en poliuretano expandido enchaquetado en aluminio, válvulas de control tres vías y termostatos de control. La oferta también contempla la ingeniería y supervisión del proyecto, además del transporte e izaje de los equipos a situ. Cabe mencionar que el

presupuesto se presenta con un margen de utilidad por equipos y materias primas del 25%, mientras que para la mano de obra y los servicios Outsourcing la utilidad es del 30%. Esta propuesta económica, no incluye suministro eléctrico de potencia ni obras civiles necesarias para la ejecución del proyecto.

La Figura 69, muestra el análisis unitario de la ductería como ejemplo base para el desarrollo del presupuesto.

Figura 68. Análisis de Precio Unitario para el ducto en lámina de fibra de vidrio Doble Foil, Formato HIVER SAS.

 ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS INDUSTRIAS DE REFRIGERACION HVER S.A.S COSTO DIRECTO						
ÍTEM:					ÍTEM No.	UNIDAD
Ducto en Lamina de fibra de Vidrio Doble Foil					3,1	m2
I. MATERIALES						
DESCRIPCIÓN	Und	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL		
Lamina de Fibra de DOBLE FOIL	M2	1,00	\$ 55.000	\$ 55.000		
Tiros de fijación	Und	2,00	\$ 350	\$ 700		
Angulo Dry Wall	M	1,04	\$ 3.400	\$ 3.536		
Cinta Foil	Rollo	0,10	\$ 30.000	\$ 3.000		
Goma boxer	Gal	0,03	\$ 47.000	\$ 1.410		
Bolsas Negras	Und	0,10	\$ 670	\$ 67		
SUBTOTAL					\$	63.713
II. MANO DE OBRA						
DESCRIPCIÓN	Und	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL		
Mano de obra instalación	M2	1,000	\$ 22.670	\$ 22.670		
SUBTOTAL					\$	22.670
III. Transporte, EQUIPO Y HERRAMIENTAS						
DESCRIPCIÓN	Und	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VR. PARCIAL		
Herramientas menores	Gl	1,000	\$ 3.023	\$ 3.023		
SUBTOTAL					\$	3.023
COSTO UNITARIO TOTAL					\$	89.406

Nótese que, para el análisis se tuvo en cuenta todos los componentes necesarios tanto para la fabricación del conducto, como para la instalación del mismo. Los rendimientos relacionados se toman con base en la experiencia de los ingenieros entrevistados de las empresas K. Ingeniería SAS, HIVER SAS y Climatizamos SAS.

Finalmente, se puede observar que el análisis de precio unitario para un metro cuadrado de conducto en lámina galvanizada, con precios actuales a la fecha de materia prima y mano de obra, es de \$ 89.406 COP.

La propuesta final es el resultado del análisis de precios unitario de cada ítem descrito en la Figura 69.

El Chiller y las unidades manejadoras de aire Hidrónicas, fueron cotizadas en Dólar, por tal motivo fue necesario usar un TRM de 3200 pesos, teniendo en cuenta la tasa de cambio actual y las posibles variaciones a corto plazo.

La siguiente tabla muestra los valores de los márgenes seleccionados, el TRM utilizado, el IVA y el factor de importación. No obstante, se observa que el IVA como impuesto sobre el valor añadido es del 19%, según la economía actual del país.

Tabla 45. Variables de la Oferta Económica.

EURO	N_A
TRM	3100
IVA	19%
MARGEN EQUIPOS	25%
MARGEN MATERIAS PRIMAS	25%
MARGEN MANO DE OBRA	30%
MARGEN OUTSOURCING	30%
F. I	1

El factor de importación no se tuvo en cuenta, ya que los equipos y materiales presupuestados se encuentran actualmente nacionalizados.

Figura 69. Propuesta Económica Final -Estudio de caso

CASO DE ESTUDIO TESIS					
PROYECTO TIPO CHILLER					
FORMULARIO DE CANTIDADES					
SUMINISTRO E INSTALACION DE AIRE ACONDICIONADO TIPO CHILLER CONDENSADO POR AIRE					
ITEM	DESCRIPCION DEL SISTEMA			DATOS GENERALES	
	TIPO DE SISTEMA	CHILLER	Fecha Emisión	8. julio 2018	
	TIPO DE CONDENSACION	AIRE	Lugar	Barranquilla- Atlantico	
	TIPO DE COMPRESOR	SCROLL	Validez Oferta	10 Días Calendario	
	MARCA EQUIPOS	N_A	Moneda	Pesos Colombianos (COP)	
	REFRIGERANTE	R 410A	Ofertado a	A quien Corresponda	
	CAPACIDAD TONELADAS DE REFRIGERACION UNIDADES EXTERIORES	40,00	Realizado por	Ing. Samir Cano Salcedo	
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	VLR. UNITARIO	VLR. TOTAL
1	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE EQUIPOS				
1,1	Chiller Condensado por Aire de 40 TR 220V/3FH/60HZ	Und	1	\$ 141.091.930	\$ 141.091.930
1,2	Unidad Manejadora de Aire Hidronica de 20 TR, 220V/3FH/60HZ	Und	2	\$ 16.696.350	\$ 33.392.700
1,3	Unidad Manejadora de Aire Hidronica de 5 TR, 220V/3FH/60HZ	Und	1	\$ 10.163.787	\$ 10.163.787
2	SISTEMA DE BOMBEO				
2,1	Bomba Centrífuga Para punto de operación 30MCA 96GPM	Und	1	\$ 9.074.690	\$ 9.074.690
2,2	Valvulas de compuerta de 3" Roscar, Incluye Aislamiento Termico	Und	2	\$ 649.173	\$ 1.298.346
2,3	Uniones y Bridas	Und	2	\$ 296.000	\$ 592.000
2,4	Swhitch de Presión Diferencial	Und	1	\$ 1.278.571	\$ 1.278.571
2,5	Manometro de presión Glicerina	Und	2	\$ 45.470	\$ 90.940
2,6	Termometro	Und	2	\$ 49.470	\$ 98.940
3	CONDUCTOS DE AIRE				
3,1	Ducto en Lamina de fibra de Vidrio Doble Foil	M2	416	\$ 89.406	\$ 37.192.896
3,2	Ducto en Lamina Galvanizada Calibre 22, Incluye aislamiento Interno y tratamiento anticorrosivo	M2	12	\$ 111.200	\$ 1.334.400
4	DIFUSORES Y REJILLAS				
4,1	Difusor de Pared de 32"X12"	Und	14	\$ 206.841	\$ 2.895.774
4,2	Difusor de Pared de 10"X10"	Und	3	\$ 70.841	\$ 212.523
4,3	Difusor de Pared de 8"X8"	Und	3	\$ 58.841	\$ 176.523
4,4	Rejilla de Retorno aletas fijas 22"X22"	Und	8	\$ 233.541	\$ 1.868.328
4,5	Rejilla de Retorno aletas fijas 24"X12"	Und	1	\$ 141.541	\$ 141.541
5	TUBERÍA PVC, CIRCUITO DE AGUA FRÍA				
5,1	Tubería PVC φ de 3", Incluye soportería	MI	20	\$ 134.114	\$ 2.682.284
5,2	Tubería PVC φ de 2 1/2", Incluye soportería	MI	26	\$ 121.744	\$ 3.165.349
5,3	Tubería PVC φ de 1", Incluye soportería	MI	70	\$ 79.981	\$ 5.598.684
5,5	Accerorios de Instalacion PVC	Gib	1	\$ 96.000	\$ 96.000
6	SISTEMA DE CONTROL.				
6,1	Termostato proporcional	M2	3	\$ 407.143	\$ 1.221.429
6,2	Valvula Motorizada de 2 1/2" tres vías	M2	2	\$ 5.097.000	\$ 10.194.000
6,3	Valvula Motorizada de 1" tres vías	M2	1	\$ 1.720.000	\$ 1.720.000
6,4	Tubería de 3/4" EMT	MI	30	\$ 15.200	\$ 456.000
6,5	Tubería de 1/2" IMC	MI	30	\$ 20.500	\$ 615.000
6,6	Cable 2x18	MI	70	\$ 1.100	\$ 77.000
7	INGENIERÍA Y SUPERVISIÓN				
7,2	Transporte e Izaje de equipos y Material	GI	1	\$ 4.200.000	\$ 4.200.000
7,3	Ingeniería y Supervisión	GI	1	\$ 6.600.000	\$ 6.600.000
	COSTO DIRECTO				\$ 277.529.635
			IVA	19%	\$ 52.730.631
	TOTAL PROYECTO				\$ 330.260.266

La oferta final tiene un costo de venta de \$330.260.226 COP siendo el 66,53% producto del suministro e instalación de los equipos. Generalmente este valor oscila entre el 60% y 70 % del valor total de la obra. [63]

9. CONCLUSIÓN

Los resultados obtenidos permiten concluir que la metodología desarrollada con asistencia computacional ayuda a obtener resultados óptimos y con menor margen de error.

La secuencia de los pasos postulados en la metodología permite desarrollar el esquema de dibujo del sistema, cálculo de carga térmica de enfriamiento para la edificación, diseño de conductos para distribución de aire, selección de unidades terminales de aire, diseño del sistema de distribución de agua y punto de operación de la bomba, modelo de control básico y la propuesta económica final con base en el análisis de precios unitarios.

El método CLTD en combinación con el CLF, permite obtener resultados mas precisos, siendo el segundo método con mejores resultados en cuanto a carga térmica, después del método Heat Balance.

El dimensionamiento de conductos de aire a través del método de presión constante con ayuda de Ductsizer McQuay permite obtener el comportamiento del fluido y optimizar los niveles de ruido en dependencia de la aplicación.

El dimensionamiento de ductería

La implementación de la metodología en el estudio de caso muestra los resultados obtenidos para una edificación comercial, con un área de ventas y un área de oficinas administrativas. Se obtuvo que:

1. La carga Térmica total de la edificación a través de la implementación del método CLTD con asistencia del Software ELITE CHVAC fue de 539.934 BTU/h, aproximadamente 45 Toneladas de Refrigeración. Se pudo concluir también que el techo es el factor más crítico en el aporte de calor en este tipo de edificación y que con la implementación de cielo raso se podría llegar a tener un ahorro en la carga térmica de la edificación hasta de un 22.5%.
2. El sistema de distribución de aire a través del método de caída de presión contante se logra dimensionar a través de la herramienta computacional DUCTSIZER, con valor de 0,15 In.Ca/100Ft para el suministro y 0,1

In.Ca/100Ft para el retorno como una medida estándar. Sin embargo, cuando el sistema es muy grande, es necesario realizar el cálculo de caída de presión del sistema para garantizar que el ventilador de la unidad manejadora de aire pueda distribuir el aire por todo el circuito.

3. El sistema de distribución de agua mostró que existe un margen de diferencia de aproximadamente el 6.8% en los valores arrojados por el software TACO HYDRONIC SOLUTION y la validación a través de la hoja de cálculo desarrollada con las ecuaciones que rigen las turbomáquinas hidráulicas.
4. El análisis de precios unitario para el estudio de caso arrojó, que, para un sistema de aire acondicionado con Chiller condensado por aire, manejadoras Hidrónicas ductables y un sistema de control básico con válvulas de tres vías, el presupuesto de suministro e instalación está alrededor de los \$330.260.226 COP, aproximadamente \$7.339.200 COP/TR.

10. RECOMENDACIONES

Estudiar la implementación metodológica de un sistema de control más avanzado, con variadores de frecuencia, comunicación BACNET, cajas de volumen variable para sistemas con Chiller condensados por aire.

Realizar una aplicación de la metodología que incluya sistemas de aire acondicionado con Chiller con condensación por agua.

Implementar la metodología para aplicaciones industriales en enfriamiento de procesos, teniendo en cuenta la variación de la unidad manejadora de aire con respecto a la unidad de intercambio de calor requerida para el sistema.

Utilizar como fluido secundario Glicol en diferentes porcentajes y estudiar las ventajas y desventaja de este.

11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] MME, Ministerio de minas y energías, «Plan de acción,» UPME, Republica de Colombia, 2016.
- [2] UPME, «Plan de acción indicativo de eficiencia energetica 2017-2022,» *Programa de uso racional y eficiente de la Energía*, vol. III, p. 35, 2016.
- [3] M. Balbis Morejón, I. Tovar Ospino, J. Castro Peña y Y. Cardenas Escorcia, «Evaluación energética del sistema de bombeo de un esquema de climatización con enfriadoras de agua para un edificio educativo utilizando simulación dinámica,» *ESPACIOS*, vol. 38, nº 58, p. 19, 2017.
- [4] Technavio.com, «Global HVAC Service Market 2017-2021,» Infiniti Research Limited, Toronto, Canada, 2017.
- [5] A. LATinoamerica, «Latinoamerica, ACR. Automatización, Climatización y Refrigeración,» Latin Press, Inc., 16 05 2017. [En línea]. Available: <http://www.acrlatinoamerica.com>. [Último acceso: 25 01 2018].
- [6] Trane INC., «Applications Engineering Manual,» de *Chiller System Design and Control*, Dublín, Irlanda, 2011, pp. 2-3.
- [7] Emerson Network Power, «User Manual Fluid Chiller,» Liebert, Missouri, 2016.
- [8] S. R. Thangavelu, «Energy Optimization methodology of multi-chiller plant in commercial buildings,» *ScienceDirect*, vol. I, pp. 64-76, 2017.
- [9] L. Zhaohui, T. Hongwei, L. Duo, Y. Guobao, L. Jin y L. Zhenyu, «Optimal Chiller Sequencing Control in an Office Building Considering the Variation of Chiller Maximum Cooling Capacity,» *ScienceDirect*, vol. Volumen 140, pp. 430-442, 2017.
- [10] M. D. Ignacio y A. H. Maria, «EVOLUCIÓN DE LAS METODOLOGÍAS PARA EL CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS EN EDIFICACIONES, DESARROLLADAS POR LA ASHRAE,» *Centro de Investigación en Materiales Avanzados S.C*, vol. I, pp. 113-116, 2004.
- [11] S. Ujjwal Kumar, R. Rajesh y P. Anil, «Comparison of Cooling Load Estimation by CLTD Method and Computer Software,» *International Research Journal of*

- Engineering and Technology*, vol. III, pp. 1378-1380, 2016.
- [12] S. M. A. Hashmi, C. R. Prasad, S. Faheem, S. O. U. Rahman y S. M. Ali, «Cooling Load Calculation during Summer & Duct Design and Duct Drafting for Commercial Project,» *IJSRSET*, vol. III, pp. 501-508, 2017.
- [13] J. Armas Valdés, M. Lapido Rodríguez, M. Álvarez Guerra y S. Montelíer Hernández, «ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESTRATEGIAS DE OPERACIÓN EN SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADOS POR AGUA HELADA,» FMEC, CUBA, 2015.
- [14] C. Mao, *ANALYSIS OF BUILDING PEAK COOLING LOAD CALCULATION METHODS FOR COMMERCIAL BUILDINGS IN THE UNITED STATES*, Tesis Doctoral, 2016.
- [15] V. Diaz y B. Raul, *Acondicionamiento Térmico de Edificios*, Buenos Aires: Nobuko, 2005, p. 242.
- [16] R. Hubbard, «Chiller Water Piping COnfigurations,» Texas, 2016.
- [17] J. R. d. Bullet, «Chiller Plant Design,» DeBullet Consulting, Miami, 2017.
- [18] J. A. F. ARTEAGA, *MÉTODO DE PREDICCIÓN DEL DESEMPEÑO DE UN ENFRIADOR DE LÍQUIDO (CHILLER) EN FUNCIÓN DE UN PERFIL DE DEMANDA*, Huancayo-Perú: Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CENTRO DEL PERU, 2010.
- [19] Cooltools, «Chilled Water Plant Design Guide,» de *CoolTools Design Guide*, Energydesignresources, 2009, pp. 26-28.
- [20] G.-R. M. Luigi Menon, «PUMP AND/OR ROTATIVE COMPRESSOR». Italia Patente 2,785,851, 19 Marzo 1957.
- [21] P. Bandukwalla, «CENTRIFUGAL COMPRESSOR». Estados Unidos, N.Y. Patente 4,378,194 , 29 marzo 1983.
- [22] R. J. S. Garza, *Compresores Centrifugos*, Nuevo Leon, Mexico: UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON, FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA, 2001.
- [23] Y. I. C. H. Engineering, *Chiller- Plant Energy Performance*, York, Pensilvania Estados Unidos.: York Internacional, 2004.
- [24] W. Jones, *Air Conditioning Engineering*, Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [25] H. N. S. Michael J. Moran, *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, Chichester: John Wiley & Sons, Inc., 2006.
- [26] Temperature Corporation, «Temperature Corporation,» 12 05 2017. [En línea]. Available: <http://www.temperaturecorporation.com>. [Último acceso: 27 05

2018].

- [27] R. Smith, «Plastics Process Cooling,» Globalcon, BOSTON, MASSACHUSETTS, 2016.
- [28] R. W. Cartwright, «Chiller Control System». Estados Unidos. Patente US 6,550,259 B2, 22 Abril 2003.
- [29] H. W. Stanford, HVAC Water Chillers and Cooling Tower, Boca Raton: CRC Press, 2016.
- [30] S. K. Wang, «METHODOLOGY—TRANSFER FUNCTION,» de *HANDBOOK OF AIR CONDITION AND REFRIGERATION*, New York, San Francisco, Washington, D.C. Auckland, Bogotá, McGraw-Hill, 2001, p. 6.14.
- [31] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, ASHRAE Handbook, Fundamentals, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, Georgia, 2001.
- [32] S. K. Wang, *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*, New York: McGraw-Hill, 2000.
- [33] H. Sauer, R. Howell y W. Coad, *PRINCIPLES OF HEATING VENTILATING AND AIR CONDITIONING*, Atlanta, Georgia: ASHRAE Inc., 2001.
- [34] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, Atlanta, Georgia, 1989.
- [35] W. L. MCCABE, *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*, Ciudad de Mexico.: McGraw-Hill, 2007.
- [36] R. L. Mott, *Mecánica de Fluidos Sexta Edición*, Ciudad De Mexico: Pearson Education INC, 2006.
- [37] C. Mataix, *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas*, Cambridge: Happer & Row Latinoamericana, 2004.
- [38] C. P. Arora, *Refrigeration And Air Conditioning*, Nwe Dehli: McGraw-Hill Publishing company Limited, 2006.
- [39] C. J. Suarez Salazar, *Costo y Tiempo en la Edificación*, Mexico: Limusa, 2005.
- [40] J. Zegarra Russo, *Costos y Presupuestos en Edificación*, Lima: Capeco, 2011.
- [41] C. Y. Puentes Leal, «ELABORACION DE UNA BASE DE DATOS DE PRESUPUESTOS Y ANALISIS DE PRECIOS UNITARIOS PARA LOS PROYECTO DE INFRAESTRUCTURA DE LA SECRETARIA DE PLANEACIÓN DEL MUNICIPIO DE PIEDECUESTAS,» Facultad de Ingeniería Civil, Bucaramanga, 2009.
- [42] S. K. Wang, «METHODOLOGY—HEAT BALANCE,» de *HANDBOOK AIR*

- CONDITIONING AND REFRIGERATION*, New York, The McGraw-Hill Companies, Inc., 2001, pp. 6.12-6.14.
- [43] S. K. Wang, «METHODOLOGY—TRANSFER FUNCTION,» de *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*, New York, McGraw-Hill Companies, Inc., 2001, pp. 6.14 - 6.16.
- [44] H. Sauer, R. Howell y W. Coad, *Principles of Heating, Ventilation and Air-Conditioning*, Atlanta: ASHRAE, 2013.
- [45] Elite Software Development, Inc., «Manual Elite Software CHVAC,» College Station , 2012.
- [46] M. O. Maritorea, «CALCULO Y MEDIDA DE INFILTRACIONES DE AIRE EN EDIFICACIONES,» Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica de Minas Y Obras Publicas, Pais Vasco, 2008.
- [47] ASHRAE, «Estándar ANSI/ASHRAE 62.1,» de *Ventilacion para una Calidad Aceptable de Aire Interior*, Atlanta, Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de aire Inc., 2007, pp. 11-13.
- [48] TACO INC. , «Taco Confort Solutions,» 18 05 2017. [En línea]. Available: <http://www.tacomfort.com>. [Último acceso: 11 03 2018].
- [49] S. Hanson, M. Schwedler y B. Bakkum, «Applications Engineering, Chiller System Design and Control,» TRANE, Dublín, Irlanda, 2011.
- [50] S. S. Marquez, Interviewee, *Ingeniero Mecánico*. [Entrevista]. 12 03 2018.
- [51] D. Applied, «DAIKIN,» Daikin Applied, 08 03 2018. [En línea]. Available: <http://www.daikinapplied.com/design-tools.php>. [Último acceso: 08 03 2018].
- [52] Refrigeración., Asociación Colombiana de Acondicionamiento de Aire y de la, «Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios,» Acaire, Colombia, 2017.
- [53] Ley de Ordenación de la Edificación;, «Código Técnico de la Edificación.,» minvivienda, España, 2006.
- [54] Comité Técnico AEN/CTN 100, «Instalaciones de acondicionamiento de Aire en Hospitales, Norma UNE 100713,» AENOR, Asociación Española de Normalización y Certificación., Madrid-España, 2005.
- [55] L. SA, «Guía de Selección Rejillas y Difusores,» Medellin, 2016.
- [56] UNIVERSITY OF CAMBRIDGE, «MANAGEMENT THECNOLOGY POLICY,» Institute for Manufacturing, 05 04 2018. [En línea]. Available: www.ifm.eng.cam.ac.uk. [Último acceso: 05 04 2018].
- [57] Hidrografica, Centro de Investigación Oceanografica , «Oceanografía Operacional,» CIOH, 13 06 2018. [En línea]. Available: www.cioh.org.co.

- [Último acceso: 13 06 2018].
- [58] I. AccuWeather, «AccuWeather,» [En línea]. Available: www.accuweather.com. [Último acceso: 2018 Abril 02].
- [59] S. K. Wang, «DESIGN FOR AIR CONDITIONING SYSTEM,» de *NDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION*, New York, McGraw-Hill, 2001, p. 1.20.
- [60] SMACNA 016-2012, Sheet Metal And Air Contractors National Association, New York, 2012.
- [61] Prihoda, «Conductos y Difusores Textiles- Datos Tecnicos,» 13 06 2018. [En línea]. Available: www.Prihoda.com. [Último acceso: 13 06 2018].
- [62] B. Holding, *LCD Electronic Thermostat Manual*, Hinwil, 2015.
- [63] L. Loewy, Interviewee, *Presidente de Industrias de Refrigeración Hiver SAS, Ingeiero Industrial..* [Entrevista]. 07 05 2018.
- [64] E. Vargas y A. Murcia, «FIBERGLASS COLOMBIA S.A.,» SAINT GOBAIN, 23 10 2017. [En línea]. Available: <http://fiberglasscolombia.com/producto/ductoglass-metal-he/>. [Último acceso: 23 10 2017].
- [65] L. R. M. Á. G. M. A. M. H. S. Armas Valdés Juan C, «ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESTRATEGIAS DE OPERACIÓN EN SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADOS POR AGUA HELADA,» FMEC, CUBA, 2014.