

Instituto Tecnológico de Costa Rica
Escuela de Ingeniería Electromecánica
Ingeniería en Mantenimiento Industrial



*Diseño de un sistema climatización artificial para un cine de 6 salas en el
Centro Comercial Utz Ulew, Quetzaltenango, Guatemala*

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el grado de
Licenciatura en Ingeniería en Mantenimiento Industrial

Danny Alejandro Bonilla Quirós

Cartago 2016



engineerscanada

Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)

Información del estudiante y de la empresa

Nombre: Danny Alejandro Bonilla Quirós

Cédula: 113450119

Carné ITCR: 201173722

Dirección en época lectiva: Barrio Los Ángeles, Cartago.

Dirección en época no lectiva: Barrio Los Ángeles, Cartago

Teléfono en época lectiva: 83379087

Teléfono época no lectiva: 83379087

Email: dm.t.slb@gmail.com

Información del Proyecto:

Nombre del Proyecto: Diseño de un Sistema de climatización artificial para un cine en el Centro Comercial Utz Ulew, Quetzaltenango, Guatemala.

Profesor Asesor: Ing.Oscar Monge Ruiz

Horario de trabajo del estudiante: Lunes a Jueves, 8:30am a 6:00pm.

Viernes: 8:30 am a 3:00 pm

Información de la empresa:

Nombre: Inversiones Cinematográficas de Costa Rica, S.A.

Zona: Tres Ríos, Costa Rica.

Dirección: Terracampus

Teléfono:

Fax:

Apartado:

Actividad principal: Industria del Cine.

Dedicatoria

A mi madre Olga que me ha dado apoyo incondicional durante todo este tiempo y ha sido un gran ejemplo de esfuerzo y superación, por todos esos valores que me inculcó y me ayudan a mantener siempre la humildad y dar lo mejor de mí en todo momento. Muchas gracias mamá por todo ese apoyo y por estar conmigo en los momentos difíciles.

A mi padre Rafael por estar siempre presente en los momentos en los que no podía seguir solo. Por creer en mí y apoyarme incondicionalmente. Por motivarme a salir adelante y enseñarme el valor del estudio y el sacrificio.

A mis hermanos y hermana por apoyar a mi madre en los momentos en los que yo no he podido estar ahí para ella.

A Doña Linaí por haberme ayudado y creído en mí cuando nadie más lo hizo.

A mi tía Linia por brindarme su apoyo siempre que lo necesitaba.

A mi novia Evelyn Daniela Valverde por haberme apoyando durante este tiempo y por haberme brindado valiosas ideas para este proyecto. Por su apoyo incondicional y su paciencia.

A mi tío Fernán por ser un gran ejemplo y por haberme apoyando cuando lo necesité.

A mi profesora Damaris Madrigal quien motivó y mostró el camino por seguir para lograr este objetivo.

Agradecimientos

Agradezco a mis padres y hermanos que me han apoyado incansablemente.

A mis familiares y amigos que me alentaron a seguir adelante.

A Doña Sina y al Tagua por haberme enseñado todas esas lecciones de vida y por ser grandes ejemplos de superación y humildad.

A la Ing. Nynoshka Araya por haberme brindado la oportunidad de formar parte de la familia Cinépolis, por todos los conocimientos transmitidos y apoyo que me ha dado en este proceso.

A Damaris Madrigal por haber sido esa luz guía en el inicio y final de este proyecto.

Tabla de contenido

<i>Agradecimientos</i>	IV
Índice de Tablas.....	X
Índice de Figuras.....	XIII
Resumen.....	XVII
Abstract.....	XVIII
CAPÍTULO 1. Introducción.....	1
1.1 Justificación	2
1.2 Descripción de la empresa	4
1.3 Misión de Cinépolis.....	6
1.4 Visión de Cinépolis	6
1.5 Descripción del proceso productivo	6
CAPÍTULO 2. Sistema de climatización artificial.....	8
2.1 Introducción	9
2.2 Definición del problema	10
2.3 Objetivos.....	11
2.3.1 Objetivo general:.....	11
2.3.2 Objetivos específicos:	11

2.4	Alcance del proyecto.....	12
2.4.1	Tarea 1. Diseño y planos constructivos	12
2.4.2	Tarea 3. Análisis económico	12
2.4.3	Tarea 4. Análisis energético del sistema	12
2.4.4	Tarea 5. Análisis de impacto ecológico.....	13
2.4.5	Mantenimiento de los equipos	13
2.5	Limitaciones del proyecto	14
2.6	Descripción del proyecto.....	15
2.7	Metodología	16
CAPITULO 3. Consideraciones teóricas.....		18
3.1	Marco teórico	19
3.1.1	Confort humano	19
3.1.2	Calidad del aire	22
3.1.3	Propiedades del aire	23
3.1.4	Cargas térmicas.....	25
3.1.5	Ganancias de calor en recintos.....	25
3.1.6	Análisis psicométrico	34
3.1.7	Componentes de un sistema de aire acondicionado	39

3.1.8	Sistemas de ductos.....	40
3.1.9	Sistema de tuberías de refrigerante.....	42
3.1.10	Control automático.....	45
3.1.11	Eficiencia energética.....	47
3.1.12	Normativas y legislación	54
CAPÍTULO 4. Desarrollo del proyecto		56
4.1	Desarrollo del proyecto	57
4.1.1	Recintos por acondicionar	57
4.1.2	Condiciones exteriores	60
4.1.3	Condiciones interiores	61
4.1.4	Propiedades del aire para las condiciones de diseño.....	61
4.1.5	Características de los recintos por acondicionar.....	63
4.1.6	Cálculo de las cargas de enfriamiento en los recintos	74
4.1.7	Elementos del sistema de aire acondicionado.....	79
4.1.8	Sistema de ductos	85
4.1.9	Sistema de control	91
4.1.10	Sistema de distribución de tuberías de refrigerante.....	93
4.1.11	Sistema de extracción de aire.....	101

4.1.12	Análisis energético.....	105
4.1.13	Análisis ecológico	106
4.1.14	Análisis económico	110
CAPÍTULO 5. Conclusiones y recomendaciones.....		111
5.1	Conclusiones.....	112
5.2	Recomendaciones.....	113
CAPÍTULO 6. Bibliografía		117
APÉNDICES		122
Apéndice 1. Recintos con aire acondicionado y ventilación		123
ANEXOS		124
Anexo 1. Proceso de diseño.....		125
Anexo 2. Valores respectivos de calor para personas para diferentes actividades		126
Anexo 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para techos		127
Anexo 4. Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) para paredes.....		128
Anexo 5. Corrección de la DTCE por latitud y mes		129
Anexo 6. Factor de carga interna		130

Anexo 7. Volúmenes mínimos de aire por suplir con instalación de aire acondicionado.....	131
Anexo 9. Porcentaje de área para mantener presión constante.....	133
Anexo 10. Condiciones del aire en el exterior. Software Trane HDPsyChart	134
Anexo 11. Requisitos de ventilación para ocupantes	135
Anexo 12. Potencia de iluminación para diferentes instalaciones	136
Anexo 13. Velocidades sugeridas en sistemas de acondicionamiento de aire con baja velocidad.....	137
Anexo 14. Pérdidas por accesorios en ductos.....	138
Anexo 16. Propiedades termodinámicas del refrigerante R410A	140
Anexo 17. Condiciones interiores y exteriores de diseño en la carta psicométrica	142
Anexo 18. Decibeles admitidos según el recinto	143
Anexo 20. Diámetro de ducto flexible	145
Anexo 21. Tarifas vigentes en Guatemala.....	146
Anexo 22. Tipo de cambio octubre-noviembre	147

Índice de Tablas

Tabla 1. Eficiencia de filtros MERV y sus aplicaciones	22
Tabla 2. Coeficiente general de transferencia de calor para techo y paredes	27
Tabla 3. Niveles de ruido dentro del cine	42
Tabla 4. Espaciamiento de la soportería para tubería de cobre.....	44
Tabla 5. Clasificación energética según SEER y SCOP	49
Tabla 6. Conversión de peso equivalente de CO ₂ a pesos por límite de gases fluorados	52
Tabla 7. Frecuencia de control de fugas	53
Tabla 8. Recintos por ventilar y acondicionar en el Cine	59
Tabla 9. Horario de ocupación del cine.....	60
Tabla 10. Temperatura y humedad exterior de diseño.....	61
Tabla 11. Condiciones ambientales generales del aire exterior e interior	62
Tabla 12. Condiciones ambientales del aire exterior e interior en el nivel de casetas y cuarto MDF	62
Tabla 13. Coeficiente general de transferencia de calor para techo y paredes	63
Tabla 14. Diferencial de temperatura corregido	64
Tabla 15. Carga por transmisión solar	64
Tabla 16. Carga por iluminación para cada recinto.....	69

Tabla 17. Calor latente y calor sensible para cada recinto del cine	70
Tabla 18. Carga interna por persona	71
Tabla 19. Calor generado por equipos en el cine.....	72
Tabla 20. Carga por ventilación por cada recinto.....	73
Tabla 21. Carga de enfriamiento según el recinto.....	75
Tabla 22. Carga total de enfriamiento por recinto	75
Tabla 23. Resumen de cargas de enfriamiento por recinto.....	77
Tabla 24. Capacidad comercial y equipo por utilizar por recinto	78
Tabla 25. Unidades paquete seleccionados para cada recinto.....	80
Tabla 26. Equipos de Fan & Coil seleccionados	81
Tabla 27. Accesorios para la inyección y extracción de aire	86
Tabla 28. Cálculo de ductos para la los diferentes recintos	87
Tabla 29. Equipos del sistema de control automático	92
Tabla 30. Longitud y diámetro de tuberías de cobre para líquido.	94
Tabla 31. Longitud y diámetro para tubería de cobre para gas.....	95
Tabla 32. Características de las tuberías seleccionadas	96
Tabla 33. Espesor de aislamiento recomendado para aislante Armaflex.....	96
Tabla 34. Tubería para drenaje de condensados.....	98

Tabla 35. Carga de refrigerante por recinto	100
Tabla 36. Recintos con extracción de aire	101
Tabla 37. Dimensionamiento de los ductos de extracción	102
Tabla 38. Características de los equipos de extracción seleccionados	104
Tabla 39. Características energéticas de los equipos seleccionados	105
Tabla 40. Carga de refrigerante para todos los equipos	106
Tabla 41. Estimación de CO ₂ almacenado/ha según especie por plantar.....	108
Tabla 42. Cantidad de hectáreas por sembrar según absorción de CO ₂	108
Tabla 43. Costo total del proyecto.....	110

Índice de Figuras

Figura 1. Fuentes energéticas de Guatemala. Fuente: CNEE (2016).....	3
Figura 2. Corporativo Cinépolis sede central en Morelia, México	4
Figura 3. Cine La Raza, Ciudad de México.....	5
Figura 4. Zonas de confort de temperatura y humedad de aire en interiores.....	20
Figura 5. Carta psicométrica ASHRAE	24
Figura 6. Línea RSHR y GSHR.....	35
Figura 7. Esquema de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Cengel (2009)	39
Figura 8. Aislamiento en tuberías de cobre. Fuente: ISOVER (2016).....	43
Figura 9. Soportería para tuberías de cobre. Fuente: ASHRAE (2009)	44
Figura 10. Diagrama funcional de bloques para un sistema de control de lazo. Fuente: Pita (2014).....	46
Figura 11. Logo de Energy Star	48
Figura 12. Distribución de la generación energética en Guatemala.....	50
Figura 13. Ciudad de Quetzaltenango (Google Maps, 2016).....	60
Figura 14. Ubicación de la loza para los equipos en cubierta	83
Figura 15. Paso de gato en cubierta	84
Figura 16. Distribución del espacio para equipos paquete en cubierta	85

Figura 17. Detalle típico de montaje de soportería para ductos de A/C	88
Figura 18. Alzado de acceso principal del cine	89
Figura 19. Cortina de aire S&P modelo CAF	90
Figura 20. Esquema general de montaje de equipos Fan & Coil	93
Figura 21. Sifón para trampa de aceite	94
Figura 22. Junta tipo silleta PVC	99
Figura 23. Punto de operación de cada extractor. Fuente S&P (2016)	103
Figura 24. Registro en ducto de extracción.....	104

Resumen

En esta práctica de especialidad se desarrolla un diseño de un sistema de climatización artificial que consiste en un sistema de aire acondicionado de 6 salas de cine, áreas de servicio y áreas de tránsito de clientes para crear un ambiente confortable, saludable y otorgar aire limpio y fresco. Además, se realiza el diseño del sistema de ventilación de los diferentes recintos que así lo requieran.

Para elaborar el diseño se estableció la carga de enfriamiento para posteriormente seleccionar los equipos que cumplieran con el requerimiento. Se elaboraron los cálculos para definir la ductería y tuberías por utilizar para, finalmente, elaborar los planos con los datos recolectados.

En conjunto se elaboró un análisis económico en el que se determinó que el costo total del sistema de aire acondicionado ronda los \$ 426 000 y que, además, el cine llegará a generar 644 TON CO₂ al año solamente por la operación del sistema de aire acondicionado.

Se seleccionaron equipos de la marca Carrier y se analizaron en su nivel de eficiencia energética para determinar que, los equipos están en un punto de operación óptimo y que presentan niveles de eficiencia superiores.

Finalmente, se elaboró un plan de mantenimiento básico para los equipos de aire acondicionado basado en los apuntes del curso de laboratorio de refrigeración industrial, recomendaciones de fabricantes y tesis de grado sobre el tema.

Palabras clave: Sistema de climatización. Eficiencia energética, impacto ecológico, mantenimiento

Abstract

This specialty practice develops a design of a system of artificial climate control consisting of an air conditioning system of six cinemas, service areas and areas of transit customers by creating a comfortable, healthy environment, providing clean, fresh air. Furthermore, the design of the ventilation system of the different enclosures that require it is done.

First to develop the design cooling load to subsequently select equipment that meet the requirements set. Calculations are made to define the ductwork and pipes used to finally prepare the plans with the data collected.

Overall economic analysis that is determined is made that the total cost of the air conditioning system is around \$ 426,000 and also the film will generate 644 TON CO₂ per year only for the operation of the air conditioning system.

Carrier brand teams are selected and their level of energy efficiency is discussed finding equipment in optimum operating point with higher efficiency levels.

Finally, a basic maintenance plan for air conditioning equipment based on laboratory course notes industrial refrigeration manufacturers recommendations and thesis on the subject is made.

Keywords: air conditioning system. Energy efficiency, environmental impact, maintenance

CAPÍTULO 1. Introducción

1.1 Justificación

El confort y la comodidad son parte importante en la experiencia Cinépolis, por tal motivo se busca generar cines cómodos y agradables y que el cliente tenga una impresión positiva del cine que visita, para ello es fundamental controlar la temperatura y la humedad dentro de las salas.

Las personas emanan calor hacia el ambiente; en las salas de cine por lo general se concentran grupos de más de cien personas sentadas y esto aumenta la temperatura del recinto, además se suma la temperatura que absorben las paredes, techos y pisos entre otras fuentes de calor. Bajo tales condiciones es necesario acondicionar el aire de manera que el calor del recinto sea extraído y se generen ambientes agradables dentro de las salas de cine y poder así disfrutar la película cómodamente.

El objetivo principal del aire acondicionado es brindar confort y comodidad, por lo que su uso en el cine se vuelve necesario. Sin embargo, el consumo energético de los equipos de aire acondicionado resulta elevado conforme aumentan las cargas de enfriamiento de los espacios, lo que demanda controlar el consumo y operación de los equipos, de manera que se utilice eficientemente la energía y en consecuencia se reduzca el impacto ecológico del sistema.

Los equipos de aire acondicionado poseen alto impacto ambiental por el consumo energético y por la emisión de contaminantes hacia la atmosfera. En Guatemala, la generación de energía con combustibles fósiles es de 38,48 por ciento y el resto proviene de otras fuentes energéticas (CNEE, 2016). En la siguiente figura se aprecian las fuentes de energías principales en Guatemala y su aporte a la generación de energía nacional.

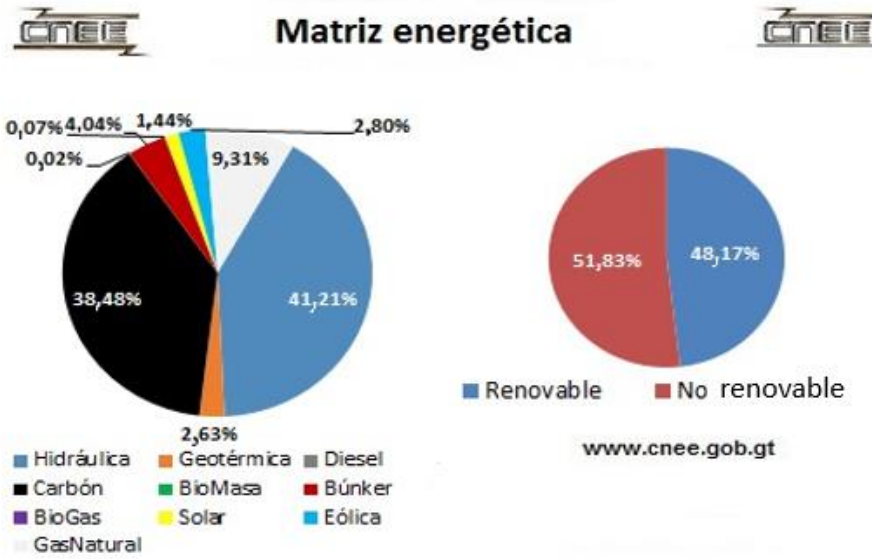


Figura 1. Fuentes energéticas de Guatemala. Fuente: CNEE (2016)

Con base en los datos de la figura 1, el diseño que se idee, debe contemplar una selección de equipos con la mayor eficiencia energética, que además, tengan bajo impacto ambiental y que brinden las condiciones de confort al menor costo posible.

1.2 Descripción de la empresa

La empresa Inversiones de Cinema CR, S.A. es una división de Cinépolis Centroamérica que tiene sus oficinas en el complejo corporativo Terracampus, Tres Ríos. Cinépolis es la cadena de salas cinematográficas más grande de México y es propiedad de la Organización Ramírez, con sede en Morelia, Michoacán. Además, es la cadena más grande de América Latina y tiene su sede corporativa en Costa Rica, Terracampus.

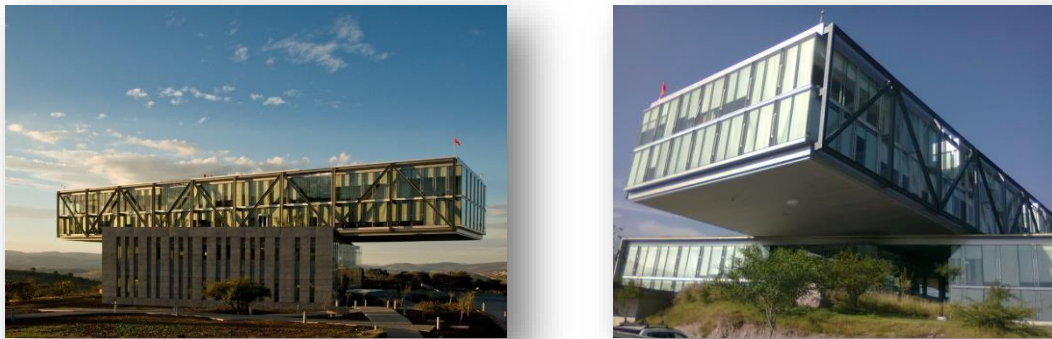


Figura 2. Corporativo Cinépolis sede central en Morelia, México

La historia de Cinépolis inicia con la Organización Ramírez, la cual es fundada por el Licenciado Miguel Enrique Ramírez en 1971 con la apertura del cine La Raza en Ciudad de México. Posterior a eso, en 1972, surgen los Cinemas Gemelos y para 1973 se forma el concepto de Multicinema. Cinépolis nace como marca en 1994 con sus primeras salas tipo multiplex y en 1999 se crea el concepto de Cinépolis VIP. (Cinepolis, 2016)



Figura 3. Cine La Raza, Ciudad de México

Cinépolis tiene sedes en México, Centroamérica, Asia, Estados Unidos, India, Brasil y, recientemente, España. Inversiones de Cinema Costa Rica es fundada en el 2008 y actualmente cuenta con cines en Paseo Metrópoli (Cartago), Terramall (Tres Ríos), Paseo de las Flores (Heredia) y Metro centro (Desamparados).

Cinépolis es una empresa líder en la industria Cinematográfica y se caracteriza por una constante innovación y su reconocido servicio estelar. Además, Cinépolis cuenta con actividades de responsabilidad social mediante programas como “Del Amor Nace la Vida”, “Vamos Todos a Cinépolis” y “Ruta Cinépolis”, todos impulsados por Fundación Cinépolis. Durante doce años Cinépolis ha sido catalogada como una empresa socialmente responsable y por ocho años certificada como una *Súper Empresa* por expansión y *top Companies*. (Cinepolis, 2016)

1.3 Misión de Cinépolis

“Ser la mejor opción de entretenimiento, fortaleciendo nuestro liderazgo en la industria cinematográfica a nivel internacional ofreciendo diversión, innovación y un servicio estelar”

(Cinepolis, 2016)

1.4 Visión de Cinépolis

“Iluminar la película de tu vida con sonrisas y momentos inolvidables

(Cinepolis, 2016)

1.5 Descripción del proceso productivo

Cinépolis es una empresa dedicada a la industria cinematográfica y como parte de sus metas está el crecimiento en el nivel mundial. Inversiones de Cinema de Costa Rica como parte de Cinépolis se encarga de la parte operativa de los cines y también del desarrollo de proyectos en la industria cinematográfica en Centroamérica. Inversiones Cinema de Costa Rica cuenta con diferentes departamentos que se encargan de las actividades relacionadas con operación de cines, *marketing* y publicidad, operaciones financieras, compras, departamento legal, programación y proyectos de construcción.

En este último departamento se encuentra el Departamento de desarrollo de proyectos de Centroamérica, que se encarga del impulso de nuevos cines en el orbe. El departamento desarrolla las ideas de proyectos hasta la conclusión de estas en la entrega de los cines a la parte operativa de Cinépolis.

El proceso productivo inicia con un análisis de una propuesta para construir un cine en algún país en Centroamérica y culmina con la autorización de la ejecución del diseño del proyecto. Inicialmente se realiza el sembrado de varias propuestas de cine con

variadas cantidades de salas y tipologías, y finaliza con la entrega de una propuesta definitiva para el desarrollo del diseño del cine.

Luego de la etapa previa del desarrollo de la idea inicial que culmina en la propuesta que define la cantidad de salas y demás, se desarrolla el proyecto que detalla en el estructural y arquitectónico el cine que se piensa construir. En esta etapa se diseñan elementos más finos las salas y el lobby entre otras y se piensa en las secciones.

Una vez que se ha definido en el nivel arquitectónico y estructural los detalles del cine, se procede a elaborar los diseños ingenieriles que permitirán la entrada en operación del cine. Se elabora el diseño del proyecto de aire acondicionado, proyecto eléctrico, proyecto hidrosanitario, proyecto de red contra incendio y detección de incendio, proyecto de instalaciones especiales y el proyecto de proyección y sonido.

Durante cada etapa de desarrollo se realizan múltiples revisiones y cruces ingenieriles para evitar que se presenten errores por falta de atención a la hora del diseño y que puedan encarecer el costo de la construcción y puesta en operación del cine.

CAPÍTULO 2. Sistema de climatización artificial.

2.1 Introducción

La climatización del aire es un punto importante en los cines para poder brindar condiciones de humedad y temperatura comfortable mientras se disfruta de una película.

La utilización del aire acondicionado se ha vuelto indispensable en la industria del cine y en las edificaciones modernas porque se genera confort para los ocupantes y contribuye con la salud humana, esto tiene como requisito el correcto funcionamiento de equipos y dispositivos requeridos.

Con el desarrollo de este proyecto se pretende realizar el diseño de un sistema de climatización artificial que incluya el sistema de aire acondicionado para los diferentes recintos del cine y el sistema de extracción de aire para las áreas de servicio y áreas que así lo requieran según la normativa ASHRAE y los requerimientos de Cinépolis. Al mismo tiempo se desea generar un sistema de climatización que sea altamente eficiente y con bajo impacto ambiental, esto con la observancia de la normativa ambiental en Guatemala, las fuentes energéticas que se utilizan, sus tarifas y planes de mejora ambiental y reducción de la huella de carbono.

2.2 Definición del problema

La zona de Quetzaltenango en Guatemala es una zona fría, pero con alta humedad; sin embargo, el aporte de calor hacia el ambiente emanado por las personas es significativo dentro de un recinto, en lugares cerrados el cuerpo transfiere mayor calor al medio, lo que eleva la temperatura de los recintos y ocasiona sensación de incomodidad, sofocación, sudoración, malos olores y pérdida de la concentración, debido a la poca oxigenación interior del espacio, todo lo cual afecta la salud.

En las salas de cine resulta necesario el uso de aire acondicionado por tratarse de espacios cerrados y concentrar más de 100 personas sentadas cuando se proyecta una película; sin embargo, los equipos de aire acondicionado consumen mucha energía por lo que la eficiencia energética es un tema importante por considerar.

Los equipos de aire acondicionado presentan un impacto ecológico de acuerdo con su dimensión y el refrigerante que utilizan, por lo que se deben contemplar métodos para reducir la huella ecológica del sistema.

Por lo tanto, este proyecto busca atender tres necesidades principales; 1. Se requiere de climatización artificial para brindar confort en el cine. 2. Se necesitan equipos con una eficiencia alta para aprovechar los recursos de energía al menor costo posible. 3. Se debe considerar el impacto ecológico del sistema para reducir la huella ecológica del cine y colaborar con la disminución del calentamiento global.

2.3 Objetivos

Prontamente se desea inaugurar un cine en el centro comercial Utz Ulew, Guatemala, con seis salas y un área de desplante de 2.725,49 m² para lo cual se plantean los siguientes objetivos:

2.3.1 Objetivo general:

- Diseñar un sistema de climatización artificial para un cine en el centro comercial Utz Ulew, Guatemala.

2.3.2 Objetivos específicos:

- Proyectar tanto la carga térmica como la carga de ventilación para cada recinto a ser acondicionado en el cine.
- Diseñar el sistema de ductos para la distribución y retorno del aire acondicionado dentro del edificio
- Elaborar los planos del sistema de aire acondicionado para el cine.
- Realizar un análisis económico del diseño propuesto.
- Elaborar un manual de mantenimiento preventivo, guías de inspección frecuencia, etc.
- Dimensionar el impacto ecológico y energético del sistema propuesto.

2.4 Alcance del proyecto

Se realizó el diseño y los planos constructivos del sistema de ventilación y aire acondicionado para un cine en Utz Ulew, Guatemala, a partir de los diseños arquitectónicos realizados por Cinépolis.

2.4.1 Tarea 1. Diseño y planos constructivos

Se realizó un juego de planos constructivos y especificaciones técnicas para el sistema de ventilación y aire acondicionado del cine que cuenta con lo siguiente:

- Diseño de todos los sistemas de aire acondicionado para las seis salas, casetas de proyección, pasillos y zonas de preparación de alimentos.
- Diseño de ventilación de cocinas, servicios sanitarios, pasillos y dulcería.
- Selección de equipos de AC.
- Como entregable se presentaron los planos constructivos, especificaciones técnicas y un manual de mantenimiento básico para los equipos.

2.4.2 Tarea 3. Análisis económico

Como parte de los alcances se estimó un costo aproximado del sistema incluyendo instalación, construcción y operación.

2.4.3 Tarea 4. Análisis energético del sistema

El sistema de aire acondicionado se realizó de manera que se utilizarán equipos altamente eficientes en la utilización de la energía. Para cumplir con el objetivo se ejecutarán las siguientes consideraciones:

- Una selección de equipos con alta eficiencia.
- Un análisis energético de la eficiencia de los equipos.

2.4.4 Tarea 5. Análisis de impacto ecológico

En la búsqueda de la reducción del daño ambiental se consideró lo siguiente:

- Análisis del el impacto ecológico del sistema.
- Análisis de una propuesta para reducir el impacto ecológico.

2.4.5 Mantenimiento de los equipos

Con el fin de entregar un proyecto integral se confeccionó un plan de mantenimiento básico para mantener operando correctamente el sistema de aire acondicionado. Además, el diseño fue pensado para facilitar el mantenimiento de los equipos. Como parte de este alcance se entregó un documento con:

- Recomendaciones de mantenimiento
- Recomendaciones de instalación.

El análisis y los diseños se realizaron de acuerdo con la práctica usual, la normativa vigente y las especificaciones de Cinépolis, se elaboró un modelo y el diseño es consecuente con:

- ✓ Códigos locales.
- ✓ Normativa ASHRAE.

2.5 Limitaciones del proyecto

Como parte de las limitaciones del proyecto se registra lo siguiente:

La inexperiencia en el diseño de sistemas de ventilación y aire acondicionado para cines es una limitante. Para realizar un diseño veraz se utilizaron como base manuales de diseño, tesis de diseño de sistemas de ventilación y aire acondicionado, se consultó con profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica experimentados en el área de ventilación y aire acondicionado, además se empleó la normativa ASHRAE.

Se carece de mediciones exteriores para las condiciones de diseño, por lo que se empleó la información que proporciona el Instituto Nacional de Sismología, Vulcanología y Meteorología de Guatemala para la zona de Quetzaltenango.

Se desconocen los materiales y equipos que se utilizan para la construcción de sistemas de ventilación y aire acondicionado en Guatemala, por lo que se debió investigar sobre posibles proveedores para accesorios, equipos, tuberías y demás, toda vez que se verificara que cumplían con la normativa local y la normativa ASHRAE. En todo caso, se utilizarán los productos aprobados entre Costa Rica y México como punto de partida para realizar comparativas y así aprobar los materiales para su posterior uso en la construcción del cine.

Se respetaron los estándares que establece Cinépolis para el diseño del sistema de aire acondicionado.

2.6 Descripción del proyecto

Como parte de la misión de Cinépolis se espera que el cliente tenga una experiencia fuera de sus expectativas y que quiera volver a vivir la experiencia Cinépolis. El papel de la ventilación y el aire acondicionado es muy importante para cumplir con este aspecto, ya que su objetivo principal es brindar confort antes, durante y después de la película. En este sentido, el cliente debe tener el mayor confort tanto dentro como fuera de las salas, para disfrutar de la experiencia Cinépolis de la mejor manera.

En consecuencia, el sistema de ventilación y aire acondicionado debe ser diseñado de tal manera que no se perciba su funcionamiento mientras se está proyectando la película; es decir, el ruido que generan las toberas y difusores debe ser imperceptible y debe ser diseñado para que sea seguro, económico, así como contar con la mayor eficiencia posible. Dentro de este marco es importante hacer un diseño del sistema de aire acondicionado que cumpla con las expectativas del cliente o las supere.

2.7 Metodología

Para cumplir con los objetivos planteados se siguieron las siguientes etapas de diseño.

Etapas I. Recolección de información y especificaciones

Para la recolección de información se recurrió a la consulta de los libros de diseño para ventilación y aire acondicionado como el manual de aire acondicionado de Eduard Pita, además se consideró la normativa ASHRAE. Para la recolección de especificaciones se emplearon los requerimientos que presenta Cinépolis para el diseño del sistema de aire acondicionado en cines. Además, se consultaron tesis, diseños anteriores y documentos de diseño de aire acondicionado relacionados con cines.

Etapas II. Cálculos y selección de equipos.

Para los cálculos se usaron los lineamientos de diseño para aire acondicionado en conjunto con Excel, especificaciones de diseño, recomendaciones de manuales y la normativa ASHRAE. Según los cálculos se realizó una selección de los equipos por utilizar.

Etapas III. Elaboración de planos y manuales.

Para esta etapa se consultó la normativa ASHRAE y la herramienta *AutoCAD*. Para el diseño de manuales se empleó bibliografía recomendada y manuales del fabricante de equipos. Para realizar los planos de distribución de ductos, tuberías y demás se conoció la ubicación final de los equipos de aire. El centro comercial donde se ubica el cine cuenta con pasantes por donde pasarán los ductos de aire y demás tuberías. Para el dimensionado de ductos se empleó el software *duct sizer*.

Etapas IV. Cotización

Se obtuvieron los precios de los equipos seleccionados con una empresa en el nivel local. Además, se proyectó el costo de instalación y operación del cine.

Etapa V. Revisión del proyecto

Como etapa final del proceso de diseño se realizó un cruce de ingeniería contra los demás proyectos para eliminar choques y conflictos entre elementos del sistema de aire acondicionado y otras ingenierías. Se usó como herramienta el software *AutoCAD*.

Etapa VI. Entrega del proyecto

Como etapa final se entregó el proyecto al departamento de construcción para que se dé inicio al proceso constructivo del sistema de aire acondicionado en el cine.

CAPITULO 3. Consideraciones teóricas

3.1 Marco teórico

Los sistemas de aire acondicionado tienen como función principal mantener las condiciones de confort humano y son parte de los requerimientos de un producto y de algunos procesos en un espacio (Carrier, 1965). Para lograr este objetivo se deben mantener las condiciones deseadas, lo que se logra al manipular la temperatura y la humedad; se extrae el calor del ambiente y se logra mantener el nivel de confort adecuado según las condiciones que se requieren en el espacio. El calor que debe ser evacuado del recinto se conoce como carga de enfriamiento, una vez calculada la carga de enfriamiento se puede seleccionar el equipo adecuado para alcanzar la temperatura deseada (Pita, 2014).

El procedimiento para calcular las cargas de enfriamiento del cine se contempló lo recomendado en ASHRAE (Ashrae, 2009), por ello se realizó una selección de los equipos de menor tamaño y con la mayor eficiencia de manera que ayuden al ahorro energético y ambiente, de manera que se empleó la carta psicométrica para encontrar el punto óptimo de operación.

3.1.1 Confort humano

El objetivo del acondicionamiento de aire es alcanzar un ambiente confortable; para obtener el nivel de confort esperado se deben estudiar los factores que afectan el bienestar de las personas en un recinto, tomando en cuenta el consumo energético y el impacto ambiental.

El confort humano está relacionado con la sensación de calor o frío. Cuando la velocidad de pérdida de calor es muy baja, se genera una sensación de alta temperatura y el cuerpo humano suda para mantener la temperatura corporal. Por el contrario, cuando la pérdida de calor es muy elevada, se genera una sensación de frío y el cuerpo vibra para compensar la pérdida de calor y mantener la temperatura corporal adecuada (Wang, 1993).

Para controlar la velocidad de pérdida de calor corporal se dominan las condiciones del aire dentro del espacio deseado. Además, la calidad del aire del recinto también afecta la salud y el confort humano, por lo que se acostumbra colocar filtros en los equipos de aire para mejorar su calidad (Pita, 2014).

El estándar 55-1981 de ANSI/ASHRAE define las condiciones en las que, cuando menos el 80 por ciento de los ocupantes opinarían que el ambiente es confortable. Las zonas sombreadas en la Figura 4 se llaman zonas de confort.

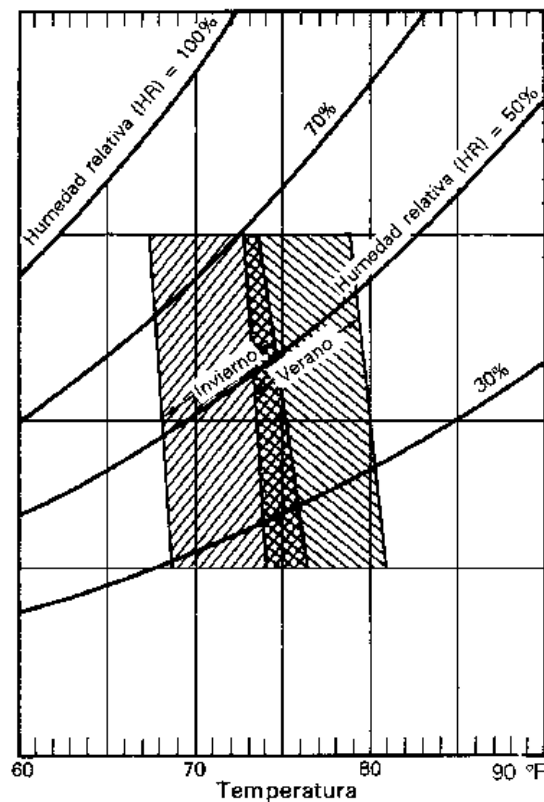


Figura 4. Zonas de confort de temperatura y humedad de aire en interiores.

Nota: Estas zonas se aplican para personas con ropa de verano o invierno y con actividades sedentarias. (Pita, 2014)

Cinépolis en sus estándares establece que para mantener el confort en sus salas se debe manejar temperaturas cercanas a 23 °C (73 °F) y 55 por ciento de humedad para la zona de Centroamérica, con lo cual se cumple con la zona de confort sombreada según la Figura 4.

3.1.2 Calidad del aire

Para designar la calidad del aire se utiliza un valor denominado MERV (*Minimum Efficiency Reporting Value*). Esta clasificación va desde MERV 1 hasta MERV 16, donde MERV 16 es el filtro que atrapa mayor cantidad de partículas en el aire. La siguiente tabla muestra los valores de eficiencia para cada filtro.

Tabla 1. Eficiencia de filtros MERV y sus aplicaciones

Std. 52.2 Minimum Efficiency Reporting Value (MERV)	Approx. Std. 52.1 Results		Application Guidelines		
	Dust-Spot Efficiency	Arrestance	Typical Controlled Contaminant	Typical Applications and Limitations	Typical Air Filter/Cleaner Type
20	n/a	n/a	≤0.30 µm Particles Virus (unattached) Carbon dust Sea salt All combustion smoke Radon progeny	Cleanrooms Radioactive materials Pharmaceutical manufacturing Carcinogenic materials Orthopedic surgery	HEPA/ULPA Filters ≥99.999% efficiency on 0.1 to 0.2 µm particles, IEST Type F ≥99.999% efficiency on 0.3 µm particles, IEST Type D ≥99.99% efficiency on 0.3 µm particles, IEST Type C ≥99.97% efficiency on 0.3 µm particles, IEST Type A
19	n/a	n/a			
18	n/a	n/a			
17	n/a	n/a			
16	n/a	n/a	0.3 to 1.0 µm Particles All bacteria Most tobacco smoke Droplet nuclei (sneeze) Cooking oil Most smoke Insecticide dust Copier toner Most face powder Most paint pigments	Hospital inpatient care General surgery Smoking lounges Superior commercial buildings	Bag Filters Nonsupported (flexible) microfine fiberglass or synthetic media. 12 to 36 in. deep, 6 to 12 pockets. Box Filters Rigid style cartridge filters 6 to 12 in. deep may use lofted (air-laid) or paper (wet-laid) media.
15	>95%	n/a			
14	90 to 95%	>98%			
13	80 to 90%	>98%			
12	70 to 75%	>95%	1.0 to 3.0 µm Particles Legionella Humidifier dust Lead dust Milled flour Coal dust Auto emissions Nebulizer drops Welding fumes	Superior residential Better commercial buildings Hospital laboratories	Bag Filters Nonsupported (flexible) microfine fiberglass or synthetic media. 12 to 36 in. deep, 6 to 12 pockets. Box Filters Rigid style cartridge filters 6 to 12 in. deep may use lofted (air-laid) or paper (wet-laid) media.
11	60 to 65%	>95%			
10	50 to 55%	>95%			
9	40 to 45%	>90%			
8	30 to 35%	>90%	3.0 to 10.0 µm Particles Mold Spores Hair spray Fabric protector Dusting aids Cement dust Pudding mix Snuff Powdered milk	Commercial buildings Better residential Industrial workplaces Paint booth inlet air	Pleated Filters Disposable, extended-surface, 1 to 5 in. thick with cotton/polyester blend media, cardboard frame. Cartridge Filters Graded-density viscous-coated cube or pocket filters, synthetic media Throwaway Disposable synthetic media panel filters
7	25 to 30%	>90%			
6	<20%	85 to 90%			
5	<20%	80 to 85%			
4	<20%	75 to 80%	>10.0 µm Particles Pollen Spanish moss Dust mites Sanding dust Spray paint dust Textile fibers Carpet fibers	Minimum filtration Residential Window air conditioners	Throwaway Disposable fiberglass or synthetic panel filters Washable Aluminum mesh, latex coated animal hair, or foam rubber panel filters Electrostatic Self-charging (passive) woven polycarbonate panel filter
3	<20%	70 to 75%			
2	<20%	65 to 70%			
1	<20%	<65%			

Fuente: ASHRAE Applications Handbook (2011)

3.1.3 Propiedades del aire

Las propiedades de aire son importantes y se deben considerar a la hora de realizar los cálculos y seleccionar equipos de aire acondicionado. Con base en estas propiedades se establece el punto óptimo de operación para el sistema de aire acondicionado.

3.1.3.1 Definiciones (Pita, 2014)

Temperatura de bulbo seco: es la temperatura que no considera la humedad presente en el aire. Se mide con un termómetro con su bulbo seco.

Temperatura de bulbo húmedo: es la temperatura que considera la humedad presente en el aire. Se mide utilizando un termómetro con el bulbo húmedo.

Temperatura de punto de rocío: es la temperatura en la cual el vapor de agua en el aire se condensa si el aire se enfría y la presión se mantiene constante.

Humedad relativa: es la relación entre la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de saturación de la temperatura de bulbo seco.

Relación de humedad: relación existente entre la cantidad de vapor de agua y la cantidad de aire seco contenidos en una mezcla de ambos

3.1.3.2 Carta psicrométrica

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en formas gráficas, como por ejemplo la carta psicrométrica (Figura 5). La carta psicrométrica es de empleo universal porque en ella se representa una alta cantidad de información en forma sencilla y ayuda a estudiar los métodos de acondicionamiento de aire (Pita, 2014).

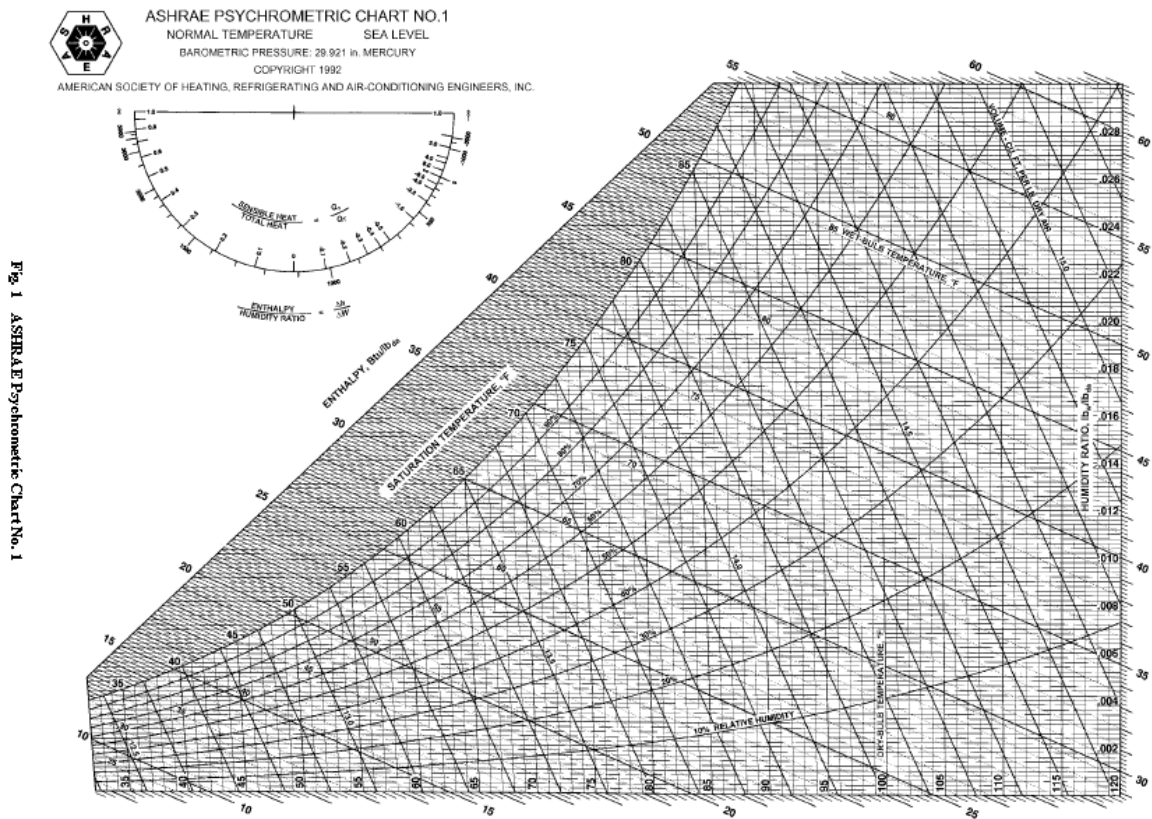


Fig. 1 ASHRAE Psychrometric Chart No. 1

Figura 5. Carta psicrométrica ASHRAE

Con la carta psicrométrica se puede determinar cualquier condición del aire, una vez que se conozcan dos propiedades independientes, como cada propiedad se representa con una línea, la intersección de dos líneas define el punto que representa

el estado del aire. Una vez localizado ese punto, se pueden saber las demás propiedades del aire en la carta (Pita, 2014).

3.1.4 Cargas térmicas

El procedimiento para el cálculo de cargas térmicas para este proyecto es el que se describe en el manual de fundamentos de ASHRAE y en el libro *Acondicionamiento de aire, principios y sistemas* de Edward Pita. Para el cálculo de cargas térmicas se debe considerar el calor sensible y el calor latente.

El calor sensible se refiere al aumento o disminución de temperatura debido a la adición o sustracción de calor de una sustancia, lo que provoca un cambio en la entalpía, a este cambio de entalpía se le denomina calor sensible. El calor latente se registra cuando el calor agregado o eliminado a una sustancia provoca un cambio de estado, por lo que el cambio de entalpía se denomina calor latente (Pita, 2014).

Para el caso en estudio el calor sensible será el responsable de un aumento en la temperatura del cine y el calor latente será el causante de la generación de humedad en el cine.

Como el interior de un recinto gana calor por varias fuentes, cuando se desea controlar la temperatura y la humedad en un determinado espacio se debe extraer calor según las ganancias debidas a las diferentes fuentes de en el recinto (Pita, 2014).

3.1.5 Ganancias de calor en recintos

Las fuentes de calor en recintos son las siguientes (Wang, 1993):

1. Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior
2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos
3. Radiación solar a través de vidrios
4. Alumbrado

5. Personas
6. Equipos
7. Infiltraciones del aire exterior a través de aberturas.

Para facilitar el cálculo se acostumbra separar en dos partes las ganancias de calor. Del punto 1 al 3 son ganancias externas, del punto 4 al 6 son ganancias internas y el punto 7 es otra clase separada debido a que se puede eliminar. Además, es posible clasificarlas como ganancias de calor sensible o ganancias de calor latente. Las cargas que generen aumento de temperatura (punto 1 al 4) serán ganancias de calor sensible. Las cargas que contribuyan al aumento de la humedad (punto 5 al 7) serán ganancias de calor latente.

3.1.5.1 Conducción a través de la estructura exterior

La Ecuación 1 muestra las variables involucradas para el cálculo de la ganancia de calor a través de paredes, techos y vidrios que dan al exterior.

$$Q = U \times A \times DTCE_e$$

Ecuación 1. Conducción de calor exterior

Donde:

Q: ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio
 $\left(\frac{BTU}{h}\right)$.

U: coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios
 $\left(\frac{BTU}{h\ pie^2\ ^\circ F}\right)$.

A: área del techo, pared o vidrios (pie^2).

DTCE_e: diferencia de temperatura para carga de enfriamiento ($^\circ F$).

De las variables mencionadas el coeficiente general de transferencia de calor U y el DTCE_e deben ser calculados u obtenidos de tablas.

Para el caso del coeficiente U, Cinépolis cuenta con los valores estandarizados para las paredes según sean paredes de salas, paredes de block y techo según se muestra en la Tabla 2. El cine no cuenta con ventanas en ninguna ubicación, por lo que el coeficiente U para vidrio no será considerado.

Tabla 2. Coeficiente general de transferencia de calor para techo y paredes

	U (BTU/hr °F ft ²)
Muros y techos	
Techo de lamina con 2" de Aislamiento.Fibra de vidrio.	0.124
Muro de Salas	0.164
Muro de Block	0.437

Fuente: Elaboración propia (Excel)

El factor DTCE_e es un valor corregido a partir del factor DTCE. La DTCE es una diferencia que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. El factor DTCE se obtiene directamente de los anexos 3 y 4. El factor obtenido para DTCE se basa en una temperatura de diseño interior de 78 °F y una temperatura exterior, promedio diario, de 85 °F con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de julio, a latitud de 40°N, por lo que se debe corregir al emplear la Ecuación 2 (Pita, 2014).

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - t_R) + (t_0 - 85) \times f(6.2)]$$

Ecuación 2. Corrección de DTCE para techos y paredes

Donde:

DTCE_e=Valor corregido de DTCE en °F,

DTCE=temperaturas de anexos 3 y 4, en °F,

LM: Corrección por latitud, color y mes del anexo 5,

K: Corrección debido al color de la superficie,

K: 1,0 corrección para superficies oscuras o áreas industriales,

K: 0,5 para techos de color claro en zonas rurales,

K: 0,65 para paredes de color claro en zonas rurales,

tR: Temperatura del recinto en °F,

t0: Temperatura de diseño exterior promedio, en °F,

f: Factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para techos),

f: 0,75 para ventiladores de entre piso (techo falso) en los demás casos usar 1.

Una vez obtenidos los resultados se puede conocer el calor procedente de paredes y techos. Ante la ausencia de con paredes de vidrio o ventanas en el cine, en este estudio se obviaron los factores que producen calor por radiación a través de vidrio.

3.1.5.2 Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos

Se debe considerar el calor que proviene de recintos sin acondicionar. La Ecuación 3 describe el calor que proviene de los recintos sin acondicionar a través de divisiones, pisos y cielo raso (Pita, 2014).

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 3. Calor debido a estructuras interiores.

Donde;

Q: velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, en Btu/h,

U: coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, en Btu/h-pie² - °F,

A: área de la división, piso o cielo raso, en pie²,

DT: diferencial de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, ° F.

En situaciones en las que no se conoce la temperatura del recinto se debe considerar una temperatura 5 °F menor a la temperatura exterior (Pita, 2014).

3.1.5.3 Alumbrado

En el conjunto de las fuentes de calor en los recintos, el alumbrado proporciona un porcentaje a toda la ganancia de calor total. La Ecuación 4 (Pita, 2014).

$$Q = 3.4 \frac{BTU/h}{watts} \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 4. Calor debido al alumbrado

Donde;

Q: ganancia neta de calor debida al alumbrado, en Btu/h,

W: capacidad del alumbrado, en Watts,

FB: factor de balastro,

FCE: factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en el balastro de las unidades fluorescentes u otras pérdidas especiales. Se suele tomar como valor típico FB= 1,25 para el alumbrado fluorescente y para alumbrado incandescente FB=1. El factor FCE considera el almacenamiento de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, el tipo de alumbrado y la cantidad de ventilación (Pita, 2014).

Para cualquiera de las siguientes condiciones no se puede permitir efecto de almacenamiento (Pita, 2014):

- Si el sistema de enfriamiento solo trabaja las horas de ocupación.
- Si el sistema de enfriamiento trabaja más de 16 horas.
- Si permite aumentar la temperatura del recinto durante las horas cuando no se ocupa (oscilación de temperatura).

Sin embargo FCE por lo general es 1 en el ámbito comercial (Pita, 2014).

ASHRAE establece que para auditorios tipo teatro se debe utilizar un valor de iluminación de 1,2 w/ft² (anexo 12); sin embargo, Cinépolis establece que utiliza 1,5 w/ft² por lo que se empleó este último valor para el cálculo de la carga térmica por iluminación, por tratarse de un valor mayor al establecido por la norma.

3.1.5.4 Personas

Los cuerpos humanos emiten calor que se trasmite al ambiente y calienta el aire del entorno. Un conjunto de personas en un recinto eleva la temperatura del cuarto debido a que el cuerpo humano genera calor, de ahí que la ganancia de calor debida a las personas se compone de calor latente y calor sensible. Las ecuaciones para las ganancias de calor debidas a las personas son:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE$$

Ecuación 5. Ganancia de calor sensible debido a ocupantes

$$Q_L = q_L \times n$$

Ecuación 6. Ganancias de calor latente debido a ocupantes

Donde;

Q_s, Q_L: ganancias de calor sensible y latente, respectivamente

q_s, q_L : ganancias de calor sensible y latente por persona, respectivamente

n : número de personas.

FCE: factor de carga de enfriamiento para las personas.

El calor sensible o latente de una persona varía según la actividad que realice. En el anexo 2 se muestran valores respectivos de calor para personas en diferentes actividades.

El factor FCE, del efecto de almacenamiento de calor es 1 si el sistema se apaga durante la noche. El anexo 6 muestra los valores para FCE según las horas de ocupación y la cantidad de horas después de la entrada al recinto.

3.1.5.5 Equipos

La ganancia de calor generada por los equipos se puede obtener directamente de la información del fabricante o de los datos de placa del equipo, al considerar el factor de uso (Pita, 2014).

3.1.5.6 Carga por ventilación

Dentro de las ganancias de calor se debe considerar el aire exterior que se infiltra en los recintos. El calor sensible y latente que introduce el aire exterior es mayor que el presente en el recinto por lo que la admisión de aire exterior se convierte en ganancia de calor. Esta carga no corresponde a la carga térmica del recinto debido a que no se produce dentro del espacio ni por medio de su estructura exterior (Pita, 2014).

Las Ecuación 7 y 8 se utilizan para el cálculo del efecto del aire de ventilación sobre la ganancia de calor sensible y latente.

$$Q_s = 1,1 \times CFM \times CT$$

Ecuación 7. Ganancias de calor sensible por ventilación.

$$Q_L = 0,68 \times CFM \times (W_E - W_i)$$

Ecuación 8. Ganancias de calor latente debido a infiltración

Donde:

Q_s : Carga de calor sensible, en BTU/hora

Q_l : Carga de calor latente, en BTU/hora

CFM: Caudal de aire de renovación, en ft³/min

CT: Cambio de temperatura entre el aire interior y exterior °F.

W_e : Relación de humedad del aire exterior, en gH₂O/lb_{aire seco}

W_i : Relación de humedad del aire interior, en gH₂O/lb_{aire seco}

3.1.5.7 Transferencia de calor a los alrededores

A través de la estructura y los alrededores se genera ganancia de calor sensible que constituye un efecto aislado de almacenamiento. Las ganancias de calor sensible deben ser corregidas según el factor de corrección de la Ecuación 9.

$$F_c = 1 - 0,02 K$$

$$K = \frac{U_w \times A_w}{L}$$

Ecuación 9. Factor de corrección para ganancias de calor sensible

Donde;

F_c : Factor de corrección para cargas sensibles

U_w : Coeficiente de transferencia de calor para paredes BTU/hr·ft²°F

A_w : Área de la pared exterior, en ft².

L: Longitud de la pared exterior, en ft.

Las ganancias de calor sensible se multiplican por el factor de corrección para obtener una ganancia real.

3.1.5.8 Ganancia de calor debido a los ductos

El aire acondicionado que pasa por ductos gana calor de los alrededores. Esta ganancia de calor debe ser considerada. En este proyecto se contempló un 1 por ciento de las ganancias totales del calor sensible, para los ductos de retorno, y un 5 por ciento del total de ganancias de calor latente, para los ductos de suministro (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*, 1980).

3.1.5.9 Ganancia por ventilador forzado

El motor del ventilador que impulsa el aire genera calor que es movido hacia el interior de los ductos, lo que provoca una ganancia de calor adicional. Para este proyecto se estima una ganancia de 2,5 por ciento del total de calor sensible en cada recinto (Pita, 2014).

3.1.5.10 Carga total de enfriamiento

Esta carga corresponde a la suma total de las cargas netas de calor corregidas para el recinto y se refiere a la tasa temporal de eliminación del calor del recinto. Las abreviaturas RSHG, RLHG y RTHG se designan las ganancias corregidas de calor sensible, latente y por consiguiente RTHG se refiere a la carga de enfriamiento total. El resultado debe ser dividido por 12000, para obtener el dato en toneladas de refrigeración, con esta información se selecciona el equipo necesario (Pita, 2014).

3.1.6 Análisis psicométrico

Para obtener el punto óptimo de operación se debe de hacer un análisis psicométrico de todo el proceso con el fin de seleccionar el equipo óptimo. A continuación se describen los procesos del análisis que plantea Pita (2006).

3.1.6.1 Relación y línea de calor sensible del recinto

El flujo de energía del recinto está constituido por ganancias de calor sensible (RSHG) y ganancias de calor latente (RLHG) que en conjunto suman la ganancia de calor total de un recinto (RTHG). Estas ganancias de calor deben ser compensadas por un flujo igual de energía que salga del recinto, lo que se logra suministrando aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas para absorber las ganancias de calor (Pita, 2014).

A la relación de ganancia total de calor sensible, entre la ganancia de calor total se le conoce como factor de calor sensible (Ecuación 10), el cual se expresa como una línea en la carta psicométrica y se refiere a todos los puntos en los que se presentan las condiciones necesarias del aire de suministro para un recinto en particular (Pita, 2014).

$$RSHR = \frac{RSHG}{RTHG} = \frac{RSHG}{RSHG + RLHG}$$

Ecuación 10. Relación de calor sensible del recinto

En otras palabras, cualquier cambio en el aire de suministro debe estar situado en algún punto de la línea para que tenga congruencia con las necesidades del recinto.

3.1.6.2 Relación y línea de proceso del serpentín

Esta relación indica los cambios en las condiciones del aire que dependen de la configuración del serpentín, la velocidad del aire y la temperatura de refrigerante. Se

traza una línea entre las condiciones del aire que entra y las del que sale del serpentín (Figura 6).

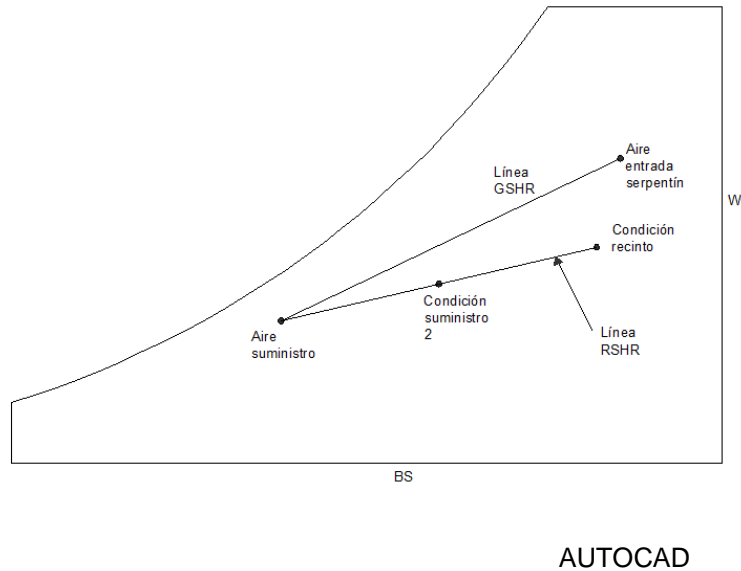


Figura 6. Línea RSHR y GSHR

La pendiente de la recta es la relación entre el calor sensible y el latente de refrigeración. (GSHR). La relación de proceso del serpentín se describe en la Ecuación 11 (Pita, 2014).

$$GSHR = \frac{GSHG}{GSHG + GLHG}$$

Ecuación 11. Relación de proceso del serpentín

Donde;

GSHR: Línea de proceso del serpentín

GSHG: Ganancias netas de calor sensible, Btu/h

GLHG: Ganancias netas de calor latente, Btu/h

Una vez que se conozca esta relación se puede seleccionar el tamaño de la máquina del aire acondicionado.

3.1.6.3 Temperatura de aire de suministro

El aire de suministro debe tener una temperatura y una humedad menores a la del recinto. El calor del recinto debe ser contrarrestado con el menor contenido de calor sensible y latente del aire de suministro (Pita, 2014).

La temperatura de suministro debe estar a 20 °F por debajo de la temperatura de diseño del recinto. En la carta psicométrica se interseca esta temperatura con la relación de calor sensible del recinto (Pita, 2014).

3.1.6.4 Volumen de suministro

El volumen de aire de suministro se determina a partir de la Ecuación 12 que corresponde a la relación de calor sensible, tomando en cuenta la temperatura de suministro y la temperatura del recinto (Pita, 2014).

$$CFM_{SA} = \frac{RSHG}{1.1 \times (TR - TS)}$$

Ecuación 12. Volumen de aire de suministro

Donde;

CFM_{SA} : Volumen de aire de suministro, pie³/min,

RSGHG: Ganancia de calor sensible del recinto, Btu/h,

TR: Temperatura del recinto, °F,

TSA: Temperatura de suministro, °F.

3.1.6.5 Cambios de aire por hora del recinto

El aire dentro del recinto debe ser reemplazado constantemente. La cantidad de veces que se reemplaza el aire en una hora se refiere a la relación entre la velocidad del flujo de aire (CFM_{SA}) y el volumen del recinto (V_R) (Pita, 2014).

$$\frac{Cambios}{hr} = \frac{CFM_{SA} \times 60}{V_R}$$

Ecuación 13. Cambios de aire por hora

3.1.6.6 Refrigerante

Los refrigerantes son los fluidos que absorben el calor del recinto por acondicionar o refrigerar, para enviarlo al exterior, mediante la evaporación y condensación del fluido. Según la norma ASHRAE, para la selección de un refrigerante se debe considerar la estabilidad química bajo las condiciones de operación, protocolos de seguridad según la aplicación, toxicidad, consecuencias ambientales, costo, eficiencia y calor latente de evaporación (Ashrae, 2009).

Para el proyecto actual se utiliza el refrigerante R410A, el cual es el que utiliza Cinépolis en todos sus cines. El refrigerante R410A es una mezcla casi azeotrópica de dos gases HFC: R-32 y R-125, con una temperatura de ebullición de -52.2 °C. Es un refrigerante que no es dañino para la capa de ozono; sin embargo, corresponde con un gas que provoca el efecto invernadero según el protocolo de Kyoto. Es un refrigerante de alta seguridad, clasificado por ASHRAE como A1/A1, es decir, no tóxico y no inflamable. Se utiliza comúnmente en nuevos equipos para aire acondicionado de baja y media potencia (Fenercom, 2013).

Los niveles de presión del R410A son mucho más altos que los habituales en los refrigerantes (8 Bar más que en R22 a 40 C°), razón por la cual deben utilizarse

mangueras, manómetros y material frigorífico adecuados para las nuevas presiones de trabajo.

Al ser una mezcla, debe cargarse en fase líquida. No obstante, su casi azeotropía (el desplazamiento de temperatura es solo 0,1 °C) lo hace una mezcla muy estable, pudiendo recargarse de nuevo en fase líquida después de cualquier fuga, sin cambios medibles de composición o rendimiento. Incluso puede usarse en instalaciones inundadas (por gravedad o bombeo) sin problema (Fenercom, 2013).

Los filtros deshidratadores adecuados son los de tamiz molecular de 3 A (clase XH9)

El R410A posee buenas propiedades termodinámicas, manifiesta una capacidad frigorífica volumétrica superior al R22 (lo que permite el uso de compresores de menor desplazamiento para obtener la misma potencia frigorífica) y mejores propiedades de intercambio térmico, todo ello posibilita la reducción del tamaño de los equipos (Fenercom, 2013).

Con el fin de reducir la destrucción de la capa de ozono y disminuir el calentamiento global se firmaron el protocolo de Montreal y el protocolo de Kyoto. El protocolo de Montreal establece un plan para la eliminación de los CFC. El protocolo de Kyoto presenta un plan para la reducción de los gases de efecto invernadero para el 2030. Según el protocolo de Montreal y el de Kyoto son gases del efecto invernadero el dióxido de carbono (CO₂), el Metano (CH₄), el óxido nitroso (N₂O), los Hidrofluorocarbonos (HFC), los Perfluorocarbonos (PFC) y el Hexafluoruro de azufre (SF₆) (Naciones Unidas, 1998). El refrigerante R410A es considerado un gas de efecto invernadero por lo que se debe reducir la huella de contaminación generada por el cine.

3.1.7 Componentes de un sistema de aire acondicionado

Por lo general, los sistemas de aire acondicionado utilizan el ciclo de refrigeración mediante la compresión del vapor, este ciclo es de cuatro etapas principales (Cengel, 2009):

- Compresión
- Condensación
- Expansión
- Evaporación

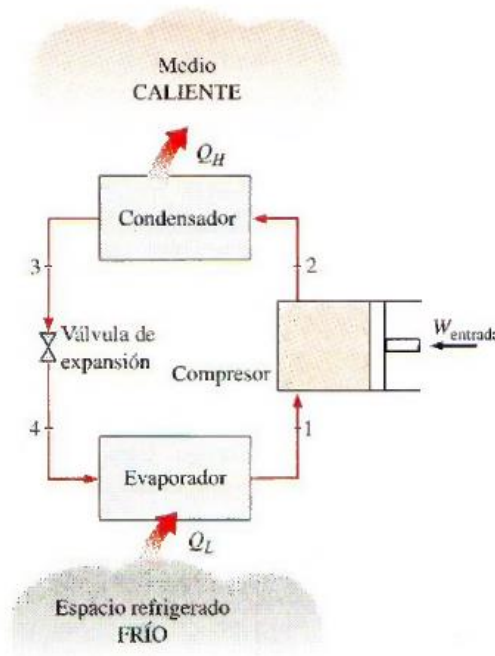


Figura 7. Esquema de refrigeración por compresión de vapor. Fuente: Cengel (2009)

El compresor se encarga de elevar la presión y temperatura del refrigerante en su estado gaseoso y lo desplaza por todo el sistema. Paso seguido, el refrigerante pasa al condensador, el cual mediante un medio condensante enfría el refrigerante hasta que pasa a su estado líquido (Cengel, 2009).

La función principal de la válvula de expansión es regular el paso de refrigerante hacia el evaporador según sea la regulación de temperatura que se necesite dentro del recinto. La válvula de expansión baja drásticamente la presión y temperatura del líquido. Finalmente, el evaporador pasa el calor del aire del recinto al refrigerante el cual se evapora y pasa nuevamente al compresor para iniciar al ciclo (Cengel, 2009).

El ciclo se puede dividir en un lado de alta presión, el cual inicia a la descarga del compresor y termina en la entrada de la válvula de expansión. De la misma manera, se puede clasificar el sistema de acuerdo con el estado del refrigerante. En la admisión del evaporador, el refrigerante se encuentra en estado líquido y en la salida, se encuentra en estado gaseoso (Cengel, 2009).

3.1.8 Sistemas de ductos

Para transportar y distribuir el aire acondicionado en un recinto se utilizan ductos, el diseño de un sistema de ductos se basa en el caudal que se debe manejar en el recinto; se deben tomar en cuenta factores como ruido, velocidad y pérdida de presión (Ashrae, 2009).

Según la norma, el aire viaja a una velocidad máxima antes de evitar el exceso de ruido; en el caso de cines el ruido en los ductos debe ser el mínimo y se requiere evitar que los equipos ruidosos queden sobre las salas. Para dimensionar los ductos se utilizan nomogramas como el que aparece en el Anexo 8, el cual relaciona caudal (CFM), velocidad (FPM), pérdidas de carga unitaria y diámetro de ductos.

Cuando se emplean ductos rectangulares se debe calcular un diámetro equivalente a fin de poder utilizar el Anexo 8. Para establecer el diámetro equivalente de un ducto rectangular se utiliza la siguiente expresión (Ashrae, 2009).

$$D_{eq} = 1,3 \times \left(\frac{H \times W^{0,625}}{H \times W^{0,25}} \right)^2$$

Ecuación 14. Diámetro equivalente de ductos rectangulares

Si se desea facilitar el dimensionamiento de ductos rectangulares se emplea el Anexo 9, cuyas tablas muestran las dimensiones para ductos rectangulares según su diámetro equivalente.

Cuando el aire fluye a través de los ductos sufre pérdidas de presión debido al rozamiento en las paredes de los ductos, codos, accesorios, filtros, difusores entre otros; para cada singularidad mencionada se establece su coeficiente de pérdidas en la norma ASHRAE; en tal caso el diseño de ductos ASHRAE menciona dos métodos; fricción constante y presión estática constante.

El método de fricción constante consiste en utilizar una pérdida de presión por unidad de longitud constante. El método de presión estática constante consiste en mantener la presión estática utilizando reducciones en las juntas a través de toda la trayectoria del ducto (Ashrae, 2009).

Esta propuesta busca los valores de ruido más bajos por tratarse de un cine y esto se consigue con velocidades bajas en los ductos y en las salidas de aire. Los equipos que generan mayor ruido son los difusores, rejillas, ventiladores, uniones y la vibración. En la siguiente tabla se resumen los niveles de ruido por manejar, de acuerdo con la norma ASHRAE, en cada recinto del cine.

Tabla 3. Niveles de ruido dentro del cine

Nivel de Ruido	
Salas	30 NC
Lobby Pasillos	40/45 NC
Casetas	30 NC
Oficinas	35 NC

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Nota: el ruido dentro del cine debe cumplir los niveles establecidos en la Tabla 3

3.1.9 Sistema de tuberías de refrigerante

Las tuberías se fabrican con variedad de materiales y su selección depende de la aplicación para la cual se destine, de ahí que se deban tener las siguientes consideraciones (Pita, 2014):

- Propiedades del fluido por transportar
- Temperatura de operación
- La presión
- Exposición al medio ambiente
- El costo
- Disponibilidad
- Normativas locales.

De acuerdo con la aplicación se utilizan tuberías de cobre o de acero. Para refrigeración y aire acondicionado, por lo general, se utiliza tubería de cobre. El espesor del tubo de cobre se especifica mediante letras tipo: K, L, y M. El tipo K tiene la pared más gruesa y es para las aplicaciones que requieren mayores presiones. El tipo L es intermedio y el M se utiliza para trabajos de plomería con baja presión (Pita, 2014).

Las tuberías de cobre ofrecen dos ventajas importantes, ya que tiene una menor resistencia a la fricción y no es vulnerable a la oxidación e incrustaciones; sin embargo, el cobre es un material suave que se puede fisurar con facilidad.

El correcto diseño de las tuberías debe cumplir con los siguientes requisitos (Carrier, 1965):

- Suministrar suficiente refrigerante al evaporador
- Diámetros prácticos de tubería sin pérdidas excesivas de presión
- Evitar la acumulación de aceite en cualquier punto del sistema
- Proteger el compresor de la pérdida de refrigerante
- Evitar que llegue líquido al compresor.

Además, las tuberías deben ser aisladas para los siguientes fines (Pita, 2014):

- Reducir el desperdicio de energía y el empleo de equipos de mayor capacidad
- Mejorar la distribución del calor
- Evitar la condensación de la humedad del aire sobre el exterior de la tubería fría.

El aislamiento puede ser confeccionado con materiales como lana, fieltro, fibra de vidrio o poliuretano; se puede suministrar como cañuela o como colchoneta. Es preferible la primera forma debido a que requiere menos mano de obra y tiene un aspecto más limpio y ordenado (Pita, 2014).



Figura 8. Aislamiento en tuberías de cobre. Fuente: ISOVER (2016)

La fijación de las tuberías de cobre se puede realizar en b-line en escuadra o pentagrama para los tubos que viajan cerca de la pared y tipo trapecio para las tuberías que quedan lejos de la pared (Figura 9).

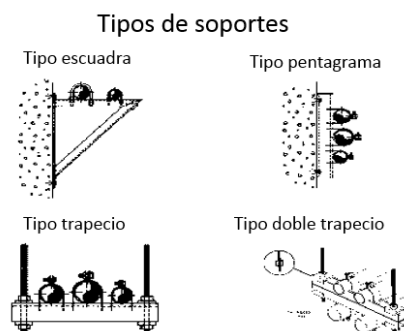


Figura 9. Soportería para tuberías de cobre. Fuente: ASHRAE (2009)

Los soportes deben ir distanciados según indica la normativa ASHRAE en el capítulo 10, de acuerdo con el diámetro de la tubería de cobre utilizada.

Tabla 4. Espaciamiento de la soportería para tubería de cobre

Nominal Pipe OD, in.	Standard Steel Pipe ^{a, b}	Copper Tube
	Support Spacing, ft	
1/2	6	5
3/4	6	5
1	6	6
1 1/2	10	8
2	10	8
2 1/2	11	9
3	12	10
4	14	12

Fuente: ASHRAE (2009)

3.1.10 Control automático

El sistema de control es parte importante en funcionamiento del sistema de aire acondicionado. Se puede comparar como el sistema nervioso de un ser humano; pero dado el funcionamiento del sistema de aire acondicionado, es preferible que funcione automáticamente. Dentro de los objetivos de los controles automáticos se encuentran (Pita, 2014):

- Mantener las condiciones de diseño
- Reducir la mano de obra
- Reducir el uso de la energía y sus costos
- Mantener el funcionamiento del equipo a niveles seguros.

El sistema de control de aire acondicionado es un conjunto de muchos dispositivos de control. Un sistema de control-por lo general-incluye las siguientes partes (Pita, 2014):

- *Una variable controlada:* es la condición que hay que controlar como por ejemplo; temperatura o humedad.
- *Un controlador:* es un dispositivo que recibe la señal de un cambio en la variable controlada y transmite una señal para que se ejecute una acción. Los termostatos, humidificadores y presostatos son un ejemplo de controladores.
- *Una fuente de energía:* para generar la señal se necesita un pulso eléctrico que debe provenir de una fuente de energía, ya sea eléctrica o neumática.
- *Un dispositivo controlado:* estos dispositivos ejecutan la acción deseada por parte del controlador por ejemplo; válvulas, compuertas, motores, ventiladores o compresores.
- *Un agente de control:* medio que regula el dispositivo controlado por ejemplo; el agua que fluye por una válvula o la corriente eléctrica a través de un motor.
- *Una planta de proceso:* se refiere a la variación o cambio de estado de un equipo llamado planta de proceso. Por ejemplo, el serpentín de enfriamiento, el

compresor o el ducto. El cambio de condición de la planta de proceso completa la acción deseada. En la siguiente figura se ejemplifica el proceso completo.

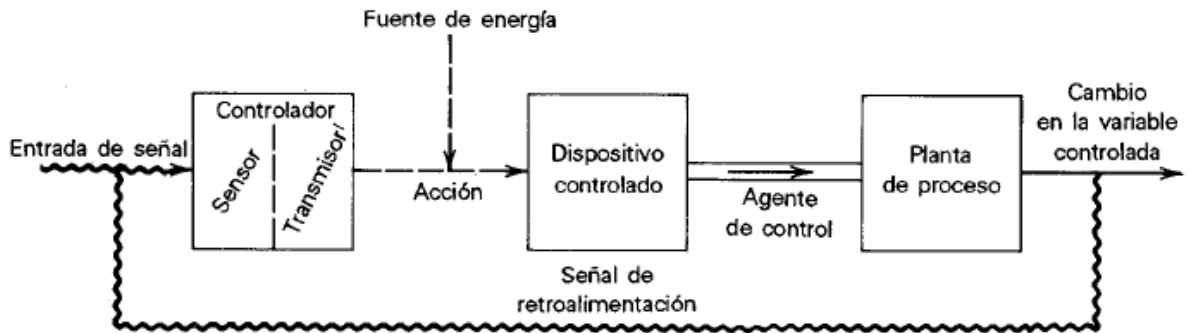


Figura 10. Diagrama funcional de bloques para un sistema de control de lazo. Fuente: Pita (2014)

Existen diferentes tipologías para referirse a la disposición geométrica de las estaciones de una red y a los cables que las conectan. En un aire acondicionado es usual utilizar red de control de tipología BUS debido a que todas las estaciones pueden recibir la información que se transmite. Además, es más fiable y flexible en cuanto a la cantidad de dispositivos. La capacidad del BUS depende del medio físico (Morera, 2015).

3.1.11 Eficiencia energética

3.1.11.1 Uso de la energía y eficiencia energética para sistemas de aire acondicionado

El uso de la energía o el consumo de energía indican la cantidad de energía utilizada o consumida mientras que la eficiencia energética indica la eficiencia con la que se utiliza la energía. Los equipos de alta calidad energética (HVAC & R) mantienen un ambiente interior confortable con una calidad aceptable de aire interior y un aprovechamiento óptimo de los recursos energéticos (Wang, 1993).

En el del diseño se debe considerar un uso eficiente de la energía en el que se garanticen bajas tasas de consumo eléctrico que impacten directamente en el coste y utilización de la energía, y por ende, la contaminación que se genera (Wang, 1993).

La gestión energética consiste en dos áreas primordiales; la eficiencia energética y la reducción de la tasa de unidad de energía. El uso de la energía está estrechamente relacionado con la liberación de CO₂ a la atmosfera que genera el calentamiento global (Wang, 1993).

Para promover el uso eficiente de la energía, el departamento de energía de Estados Unidos (DOE) y la agencia para la protección ambiental de Estados Unidos (EPA) brindan certificados de eficiencia energética a las empresas que generan productos eficientes; cuando un equipo de aire acondicionado cuenta con el logo reproducido en la Figura 11 se entiende que ha sido certificada como altamente eficiente en el uso de la energía (Wang, 1993).



Figura 11. Logo de Energy Star

Además, para clasificar el rendimiento de los equipos de aire acondicionado se utiliza el término EER, COP, SEER y SCOP; estos valores indican el nivel de eficiencia de un equipo de aire acondicionado (Comunidad de Madrid, 2007).

- EER: Potencia de enfriamiento/potencia eléctrica consumida en refrigeración
- COP: Potencia de calefacción/potencia eléctrica consumida en calefacción

Tales valores (EER, COP) indican cuántos kW térmicos proporciona el equipo por cada kW consumido; sin embargo, estos utilizan las variables a plena carga, lo que implica que si el equipo trabaja a menor carga la eficiencia no será la misma. Actualmente, la mayoría de equipos son inverter, lo que significa que el régimen del compresor puede adaptarse a la demanda (Comunidad de Madrid, 2007).

Generalmente, los equipos no trabajan al 100 por ciento de la carga, es por este motivo que en la actualidad se utilizan los términos SEER y SCOP; estos rangos toman en cuenta el consumo del equipo cuando está apagado y cuando está funcionando a cargas parciales (ECOInfo, 2016).

SEER está relacionado con el coeficiente de desempeño (COP) y con el factor de eficiencia energética (EER). Cuanto mayor sea el valor de SEER, mayor es la eficiencia del equipo.

$$SEER = \frac{EER}{0,9} = COP \times 3,792$$

Ecuación 15. Relación SEER, EER y COP

Según este criterio, de acuerdo con el valor de EER, SEER, COP y SCOP se pueden clasificar los equipos de aire acondicionado, donde la clasificación A+++ la de mayor eficiencia energética (Tabla 5).

Tabla 5. Clasificación energética según SEER y SCOP

	SEER	SCOP	EER	COP
A+++	SEER \geq 5,50	SCOP \geq 5,10	\geq 4,10	\geq 4,60
A++	6,10 \leq SEER < 8,50	4,60 \leq SCOP < 5,10	3,60 \leq EER < 4,10	4,10 \leq COP < 4,60
A+	5,60 \leq SEER < 6,10	4,00 \leq SCOP < 4,60	3,10 \leq EER < 3,60	3,60 \leq COP < 4,10
A	5,10 \leq SEER < 5,60	3,40 \leq SCOP < 4,00	2,60 \leq EER < 3,10	3,10 \leq COP < 3,60
B	4,60 \leq SEER < 5,10	3,10 \leq SCOP < 3,40	2,40 \leq EER < 2,60	2,60 \leq COP < 3,10
C	4,10 \leq SEER < 4,60	2,80 \leq SCOP < 3,10	2,10 \leq EER < 2,40	2,40 \leq COP < 2,60
D	3,60 \leq SEER < 4,10	2,50 \leq SCOP < 2,80		
E	3,10 \leq SEER < 3,60	2,20 \leq SCOP < 2,50		
F	2,60 \leq SEER < 3,10	1,90 \leq SCOP < 2,20		
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90		

Fuente: (NERGIZA, 2016)

3.1.11.2 Energía y ambiente en Guatemala

En Guatemala existen tres entes principales reguladores de la energía eléctrica; el Ministerio de Energía y Minas (MEM), la Comisión Nacional de Energía Eléctrica (CNEE) y el Instituto Nacional de Electrificación (INDE). Las fuentes principales de generación de energía en Guatemala son hídrica y fósiles (CNEE, 2016). En la siguiente figura se puede ver la distribución de la generación energética en Guatemala de enero a agosto del 2016.

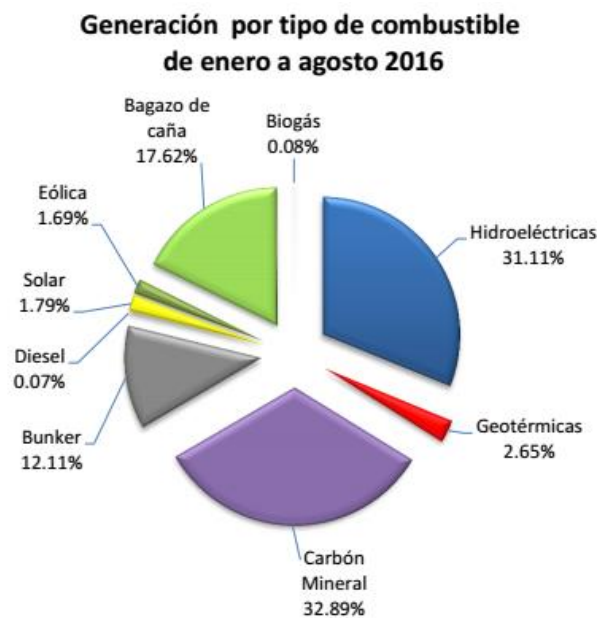


Figura 12. Distribución de la generación energética en Guatemala

La CNEE posee diferentes planes y leyes para impulsar la eficiencia energética y el correcto aprovechamiento de los recursos, por ejemplo, la Ley de eficiencia energética o el plan integral de eficiencia energética (CNEE, 2016). Además, INDE impulsa planes de reforestación para reducir el impacto ambiental (Instituto Nacional de Electrificación, 2016). La CNEE es la entidad que propone los precios de la energía según la compañía. Para el cálculo de la tarifa por consumo eléctrico se adjunta el Anexo 21, los datos se pueden encontrar en la página web de la compañía.

El uso eficiente de la energía forma parte del plan para reducir el impacto ambiental de Guatemala. En el 2015 se diseñó un pacto ambiental de compromisos por tomar para el periodo 2016 al 2020; dentro del pacto se consideran aspectos sobre el recurso hídrico, reducción de la deforestación, limpieza de desechos sólidos, producción sostenible y reducción de los contaminantes atmosféricos (Ministerio de Ambiente y Recursos Naturales, 2015).

3.1.11.3 Calentamiento global

Los efectos del impacto ambiental deben ser dimensionados de acuerdo con los conceptos de impacto total equivalente del calentamiento global, TEWI, por sus siglas en inglés (Total Equivalent Warming Impact). Según Baxter *et al.* (1998) el impacto total equivalente del calentamiento global se define como la generación de CO₂ como efecto indirecto del uso de la energía durante la vida útil de un sistema y el efecto directo resultante de las emisiones del refrigerante.

Según el reglamento Europeo GF de 2015, se sustituyen los límites de peso de gases fluorados por límites expresados en cantidades equivalentes de toneladas de CO₂. Una tonelada de CO₂ equivalente se define como una cantidad de gases fluorados expresados como el producto del peso de los gases fluorados en toneladas métricas y su potencial de calentamiento global (Comunidad de Madrid, 2007); de ahí que se debe implementar un sistema de control de fugas según la cantidad equivalente de CO₂ del sistema de aire acondicionado por implementar y su potencial para aumentar el calentamiento global (GWP o PCG).

Tabla 6. Conversión de peso equivalente de CO₂ a pesos por límite de gases flourados

Refrigerante	Otro nombre	PCG	5 T CO ₂ equiv.(kg)	10 T CO ₂ equiv. 7 (kg)	50 T CO ₂ equiv. 7 (kg)	500 T CO ₂ equiv. 7 (kg)
23		14.800	0,34	0,68*	3,37	33,78
32		675	7,41	14,82	74,07	740,74
134a		1.430	3,50	7,00	34,96	349,65
125		3.500	1,42	2,84*	14,28	142,86
245fa		1.030	4,85	9,71	48,54	485,44
404A		3.922	1,27*	2,54*	12,75	127,49
407A		2.107	2,37*	4,74*	23,73	237,30
407C		1.774	2,82*	5,64*	28,18	281,85
407D		1.627	3,07	6,14	30,73	307,31
407F	PerformaxLT™	1.825	2,74*	5,48*	27,40	273,97
410A		2.088	2,39*	4,78*	23,95	239,46
417A	ISCEON®MO59	2.346	2,13*	4,26*	21,31	213,13
422A	ISCEON® MO79	3.143	1,59*	3,18*	15,91	159,08
422D	ISCEON® MO29	2.729	1,83*	3,66*	18,32	183,22
423A	ISCEON® 39TC™	2.280	2,19*	4,38*	21,93	219,30
424A	RS44	2.440	2,02*	4,04*	20,49	204,92
426A	RS24	1.508	3,32	6,64	33,16	331,56
427A	FX100	2.138	2,34*	4,68*	23,39	233,86
428A	RS52	3.607	1,39*	2,78*	13,86	138,62
434A	RS45	3.245	1,54*	3,08*	15,41	154,08
437A	ISCEON® MO49plus	1.805	2,77*	5,54*	27,70	277,01
438A	ISCEON® MO99	2.265	2,21	4,42*	22,07	220,75
442A	RS50	1.888	2,65	5,30*	26,48	264,83
449A		1.397	3,58*	7,16	35,79	357,91
507		3.985	1,25*	2,51*	12,55	125,47
508A		13.214	0,38*	0,76*	3,78	37,83
508B	Suva95	13.396	0,37*	0,74*	3,73	37,32
-	ISCEON® MO89	3.805	1,31*	2,62*	13,14	131,41

Fuente: (Comunidad de Madrid, 2007)

De acuerdo con la cantidad de CO₂ generado se establece la frecuencia del control de fugas en sistema de aire acondicionado con o sin equipo para la detección de fugas.

Tabla 7. Frecuencia de control de fugas

	Frecuencia control de fugas	
	Sin sistema de detección	Con sistema de detección de fugas
5 toneladas de equiv. CO ₂	12 meses	24 meses
50 toneladas de equiv. CO ₂	6 meses	12 meses
500 toneladas de equiv. CO ₂	N/A ⁹	6 meses

Fuente: (Comunidad de Madrid, 2007)

Para refrigerante R410A el reglamento europeo GL del 2015 determina que a partir de 239,46 kg de refrigerante se requiere incorporar un equipo de detección de fugas con el fin de disminuir la generación de CO₂ a la atmósfera. Estas medidas entrarán en vigencia el 1 de enero del 2017 en toda Europa (AREA, 2015).

3.1.12 Normativas y legislación

3.1.12.1 AHSRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers)

ASHRAE es la normativa técnica más importante del mundo en el campo de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración. Esta normativa tiene como fin mantener ambientes seguros y productivos mientras se protege y preserva el medio ambiente para las generaciones venideras; incluye todo lo necesario en cuanto a diseño y operación de equipos de aire acondicionado y refrigeración se refiere.

3.1.12.2 AHRI (Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute)

Esta normativa establece parámetros mínimos de operación de equipos de aire acondicionado. Dentro de los parámetros estandarizados que involucra se encuentran:

- COP: es un coeficiente de rendimiento que relaciona la capacidad de refrigeración en watts con la potencia en watts consumida [Watts/Watts].
- EER: este parámetro relaciona la capacidad total de enfriamiento con la potencia consumida por el equipo [Btu/h*Watts].

3.1.12.3 SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association)

La normativa SMACNA establece los parámetros para la elaboración de ductos de ventilación y aire acondicionado, las medidas de los ductos, ángulos de conexión, uniones, soportes e instalación. Cinepolis especifica en su normativa de construcción que los ductos deben ser elaborados según esta normativa.

3.1.12.4 UL (Under write laboratories), ETI (Intertek Listed)

Para garantizar que los equipos suministrados son de buena calidad y tienen garantía de operación se les realiza un conjunto de pruebas con el objetivo de emitir un certificado UL o ETL. Estos certificados aseguran que los equipos cumplen con los más altos estándares de calidad con materiales confiables y ofrecen una alta garantía de funcionamiento. Para este proyecto se indica que todos los equipos por suministrar deben cumplir con su certificación UL o ETL, de lo contrario no serán aprobados para su instalación.

3.1.12.5 Ley de protección y mejoramiento del medio ambiente de Guatemala (DECRETO No. 68-86)

Esta ley establece en sus artículos todos los estatutos para la protección y mejoramiento del medio ambiente, los recursos naturales y culturales para el logro de un desarrollo social y económico del país de manera sostenida (República de Guatemala, 2013).

3.1.12.6 Compendio de legislación ambiental de Guatemala

Este compendio resume las diferentes leyes, reglamentos y normativas con respecto a aspectos ambientales como recursos naturales. Incluye un apartado que trata sobre la generación de contaminantes de la capa de ozono y gases del efecto invernadero.

CAPÍTULO 4. Desarrollo del proyecto

4.1 Desarrollo del proyecto

En el siguiente capítulo se explica el procedimiento para el desarrollo del proyecto con el fin de obtener el producto final que cumpla con los objetivos propuestos.

4.1.1 Recintos por acondicionar

Este estudio se enfoca en el acondicionamiento de recintos tipo teatro o cine y áreas administrativas y de servicio. Para determinar en cuáles áreas se colocaría aire acondicionado y en cuáles áreas se colocaría ventilación se utilizaron los manuales de especificaciones de Cinépolis, además se presentaron recomendaciones sobre otras áreas que requieren acondicionamiento por tener personas en el recinto.

Las áreas por ventilar y acondicionar se muestran en la

Tabla 8 y en el apéndice 1 se enmarcan las zonas correspondientes a cada recinto según la Tabla 8.

Hay zonas en las que no es necesario colocar aire acondicionado o ventilación. Cinopolis trabaja con unidades manejadoras de aire marca Carrier y equipos de Fan & Coil de la misma marca; sin embargo, se realizó un análisis de eficiencia energética e impacto ecológico para decidir cuáles equipos se instalarían.

En cada recinto se tomaron los datos técnicos necesarios para poder realizar los cálculos de carga térmica. Estos cálculos se detallan más adelante en los siguientes apartados.

Tabla 8. Recintos por ventilar y acondicionar en el Cine

Zona	Nivel	RN	Dimensiones del Espacio						Equipo Utilizado
			Area		Altura de Cielo		Volumen		
			[ft ²]	[m ²]	[ft]	[m]	[ft ³]	[m ³]	
SALA 1 MACRO XE	SL	SL101	5649,24	525,10	39,46	12,03	222909,81	6316,95	UPA 1
SALA 2	SL	SL102	2955,33	274,70	29,52	9,00	87241,41	2472,30	UPA 2
SALA 3	SL	SL103	2955,33	274,70	29,52	9,00	87241,41	2472,30	UPA 3
SALA 4	SL	SL104	2988,68	277,80	29,52	9,00	88225,94	2500,20	UPA 4
SALA 5	SL	SL105	2785,35	258,90	28,37	8,65	79025,94	2239,49	UPA 5
SALA 6	SL	SL106	2772,44	257,70	28,37	8,65	78659,66	2229,11	UPA 6
LOBBY	LB	LB101	3423,32	318,20	21,32	6,5	72985,24	2068,30	UPA 10
PASILLO DE ACCESO A SALAS	LB	LB102	2126,94	197,70	7,87	2,4	16743,24	474,48	UPA 10
CASETAS	SL	LBC	71,44	6,64	9,18	2,8	656,07	18,59	F&C
CASETA SALA MACRO XE	SL	LBCXE	103,28	9,60	9,18	2,8	948,53	26,88	N/A
CUARTO DE EMPLEADOS	LB	LB103	144,16	13,40	7,71	2,35	1111,21	31,49	F&C
CUARTO DE VALORES	LB	LB104	105,43	9,80	7,71	2,35	812,67	23,03	F&C
CUARTO DE GERENTE	LB	LB105	121,57	11,30	7,22	2,2	877,25	24,86	F&C
GERENCIA	LB	LB106	260,35	24,20	7,22	2,2	1878,71	53,24	F&C
ALAMACEN DE SECOS	LB	LB107	250,24	23,26	9,18	2,8	2298,21	65,13	N/A
OFICINA CONTABLE	LB	LB108	82,84	7,70	7,22	2,2	597,77	16,94	F&C
CUARTO MDF	LB	LB109	254,97	23,70	9,18	2,8	2341,68	66,36	F&C
CUARTO DE MANTENIMIENTO	LB	LB110	76,71	7,13	9,18	2,8	704,48	19,96	N/A
CUARTO DE QUIMICOS	LB	LB111	156,21	14,52	9,18	2,8	1434,65	40,66	N/A
CUARTO DE LAVADO DE LENTES/ CUARTO DE LAVADO Y ALMACEN DE CHAROLAS	LB	LB112	176,33	16,39	9,18	2,8	1619,42	45,89	N/A
CUARTO ELÉCTRICO	LB	LB113	149,54	13,90	7,87	2,4	1177,19	33,36	EXTRACCIÓN
BODEGA DE MAIZ	LB	LB114	166,76	15,50	7,87	2,4	1312,70	37,20	EXTRACCIÓN
SANITARIO DE HOMBRES	LB	LB115	399,78	37,16	7,87	2,4	3147,09	89,18	EXTRACCIÓN
SANITARIO DE MUJERES	LB	LB116	505,64	47,00	7,87	2,4	3980,44	112,80	EXTRACCIÓN
GUARDAROPA	LB	LB117	67,46	6,27	7,87	2,4	531,01	15,05	N/A
TAQUILLA	LB	LB118	160,62	14,93	10,17	3,1	1633,21	46,28	N/A
ALMACEN	LB	LB119	256,80	23,87	7,87	2,4	2021,55	57,29	N/A
DULCERÍA	LB	LB120	351,91	32,71	10,17	3,1	3578,19	101,40	EXTRACCIÓN
PREPARACIÓN DE ALIMENTOS	LB	LB121	423,88	39,40	7,87	2,4	3336,79	94,56	EXTRACCIÓN/F&C
ALMACÉN PREP. ALIM	LB	LB122	256,05	23,80	7,87	2,4	2015,62	57,12	F&C
CUARTO DE FILTROS	LB	LB123	244,86	22,76	9,18	2,8	2248,81	63,73	N/A
COFFEE TREE	LB	LB124	191,71	17,82	11,48	3,5	2200,88	62,37	EXTRACCIÓN
COCINA COFFEE TREE	LB	LB125	289,40	26,90	7,71	2,35	2230,70	63,22	EXTRACCIÓN/F&C
BODEGA	LB	LB125	309,95	28,81	7,71	2,35	2389,09	67,70	N/A
MERCADOTECNIA	LB	LB126	138,68	12,89	9,18	2,8	1273,60	36,09	N/A
CUARTO DE ASEO	LB	LB127	96,18	8,94	9,18	2,8	883,32	25,03	N/A
ALMACENAJE PARA PAPELERA	LB	LB128	77,46	7,20	9,18	2,8	711,40	20,16	N/A
CUARTO DE CAPACITACIÓN	LB	LB129	169,98	15,80	7,22	2,2	1226,60	34,76	F&C
CUARTO DE BASURA	LB	LB130	62,40	5,80	7,87	2,4	491,20	13,92	EXTRACCIÓN

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Además, el porcentaje de uso del cine depende de la hora del día. En la Tabla 9 se muestra el porcentaje de ocupación de cine de acuerdo con la hora. El cine trabaja aproximadamente doce horas de las cuales seis son diurnas y 6 son nocturnas. El consumo general del cine será proyectado para las horas de mayor demanda que sería entre las 6:00 pm y las 8:00 pm

Tabla 9. Horario de ocupación del cine

Horarios de ocupación		
Tiempo de inicio	Tiempo final	Porcentaje
10:00 a.m.	11:00 a.m.	0%
11:00 a.m.	12:00 m.d.	8%
12:00 m.d.	2:00 p.m.	30%
2:00 p.m.	3:00 p.m.	50%
3:00 p.m.	6:00 p.m.	70%
6:00 p.m.	8:00 p.m.	100%
8:00 p.m.	10:00 p.m.	70%
10:00 p.m.	11:00 p.m.	40%
11:00 p.m.	12:00 a.m.	0%

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.2 Condiciones exteriores

El centro comercial Utz Ulew se ubica en el departamento de Quetzaltenango (Figura 13), conocido también como Xelajú; es la segunda ciudad más importante de Guatemala, localizada a 14°50'40" de latitud norte y 91° 50' 40" de longitud este, a 206 km al noroeste de la Ciudad de Guatemala. La ciudad se encuentra a una altitud media sobre el nivel del mar de 2333 m.



Figura 13. Ciudad de Quetzaltenango (Google Maps, 2016)

La zona de Quetzaltenango se caracteriza por ser de clima frío y presenta una humedad relativa del 75 por ciento. Según el instituto Nacional de sismología, vulcanología, meteorología e hidrología de Guatemala, el mes más caliente del año es mayo y su temperatura máxima ronda los 29,4 °C; además, a las 2:00 pm se dan las mayores temperaturas debido a que la acumulación de calor en los recintos a esta hora es mayor que en la mañana o a medio día (INSIVUMEH, 2016).

Tabla 10. Temperatura y humedad exterior de diseño

Temperatura de bulbo seco	27,4 °C
Humedad relativa	75%

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.3 Condiciones interiores

Como parte de los lineamientos de Cinépolis se quiere mantener en forma general una temperatura interna de 23 °C (73 °F) y 55 por ciento de humedad relativa en el ambiente dentro del cine. En el nivel de casetas la temperatura debe ser de 24 °C (75 °F) y 55 por ciento de humedad relativa. En el *lobby* y pasillos de acceso a salas, la humedad relativa debe ser del 60 por ciento. Estas condiciones coinciden con lo que especifica ASHRAE según la zona de confort y según las condiciones en teatros.

En el aire de ventilación se han considerado 5 cfm por persona; además para el diseño de ductos se propone principalmente el método de fricción constante. El método de velocidad se emplea solamente para el ramal principal o en zonas donde se reduce el espacio.

4.1.4 Propiedades del aire para las condiciones de diseño

Para determinar las condiciones de confort requeridas en cada recinto se sigue la normativa ASHRAE en conjunto con los estándares de Cinépolis. La temperatura de operación es de 23 °C. En el nivel de casetas y cuarto MDF se emplea una temperatura

de diseño de 24 °C. La humedad relativa de diseño en todas las áreas debe ser de 55 por ciento.

Para determinar las propiedades psicométricas de aire interior y exterior se utilizó el programa TRANE HDPsyChart versión 3.1.61. Los resultados obtenidos para las áreas generales se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Condiciones ambientales generales del aire exterior e interior

General		Exterior	Interior	Diferencia
Bulbo seco	°C	27	23	4
	°F	81	73	7
Bulbo húmedo	°C	26	17	9
	°F	78	62	16
HR	%	75	55	20
Agua	Gr/lb	137	67	70
-			°C	°F
Temperatura promedio			19	68
Temperatura aire de suministro			12	53

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para las casetas y el cuarto MDF se tienen los siguientes datos según los valores de temperatura de bulbo seco y humedad relativa de diseño.

Tabla 12. Condiciones ambientales del aire exterior e interior en el nivel de casetas y cuarto MDF

Casetas		Exterior	Interior	Diferencia
Bulbo seco	°C	27	24	3
	°F	81	75	5
Bulbo húmedo	°C	26	18	8
	°F	78	64	14
HR	%	75	55	20
Agua	Gr/lb	137	72	65
-			°C	°F
Temperatura promedio			13	68
Temperatura aire de suministro			13	55

Fuente: Elaboración propia (Excel)

La temperatura promedio se obtuvo de la página del INSIVHUME de Guatemala. Este valor fue calculado entre la temperatura máxima y mínima del mes de mayo.

4.1.5 Características de los recintos por acondicionar

A continuación se muestran características generales para los recintos en el cine. La información que se muestra se obtuvo con base en la normativa ASHRAE y los manuales de Cinépolis.

4.1.5.1 Paredes y techos del cine

Para el caso del coeficiente U, Cinépolis cuenta con los valores estándar para las paredes según sean paredes de salas, paredes de block y techo según se muestra en la Tabla 13. El cine no cuenta con ventanas en ninguna ubicación, por lo que el coeficiente U para vidrio no será considerado.

Tabla 13. Coeficiente general de transferencia de calor para techo y paredes

	U (BTU/hr °F ft ²)
Muros y techos	
Techo de lámina con 2" de aislamiento. Fibra de vidrio.	0,124
Muro de salas	0,164
Muro de block	0,437

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para el valor del DTCE se toma como valor concreto pesado con aislamiento de 1 a 2in, ya que es el que más se aproxima al valor de 0,124 Btu/hr °F ft², con esa información se obtiene un valor de 26 °F como DTCE para techos. Para los muros de las salas se toma un valor de una pared del grupo D. En la Tabla 14 se muestran los resultados para el diferencial de temperatura corregido.

Tabla 14. Diferencial de temperatura corregido

Área	Pared/Techo	DTCE	LM	K	TR	T0	F	DTCE _e
General	Techo	26	0	1	73	81	1	3,32
	Muros Norte	10	4	1	73	81	1	-8,68
	Muros Sur	16	-7	1	73	81	1	- 13,68
	Muros Este	32	-1	1	73	81	1	8,32
	Muros Oeste	11	-1	1	73	81	1	- 12,68
Casetas/MDF	Techo	26	0	1	75	81	1	1,52

Fuente: Elaboración propia (Excel)

La Tabla 15 muestra los resultados para la ganancia de calor por transmisión solar.

Tabla 15. Carga por transmisión solar

Cálculo de carga por transmisión solar					
<i>Lobby y pasillos</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	DTCE _e (°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	5550,26	3	8479,02
Muro de salas	0,16	-	3552,09	7	4194,31
Muro de slock Sur	0,437	0,62	1722,23	-14	-6383,38
				Total	6289,95
<i>Sala 1 Macro XE</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	5649,24	3	2325,68
Muro de block Sur	0,437	-	2536,70	7	7981,48
Muro de block Norte	0,437	0,62	2536,70	-9	-5965,71
Muro de block Oeste	0,437	0,62	3662,69	-13	-12583,23

Muro de block Este	0,437	0,62	3662,69	8	8256,50
				Total	14,72
<i>Sala 2</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	2955,33	3	1216,65
Muro de block Sur	0,437	-	1326,51	7	4173,73
Muro de block Norte	0,437	0,62	1326,51	-9	-3119,63
Muro de block Oeste y este	0,437	-	4027,94	7	12673,53
				Total	14944,28
<i>Sala 3</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	2955,33	3	1216,65
Muro de slock Sur	0,437	-	1326,51	7	4173,73
Muro de block Norte	0,437	0,62	1326,51	-9	-3119,63
Muro de block Oeste y Este	0,437	-	4027,94	7	12673,53
				Total	14944,28
<i>Sala 4</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	2988,68	3	1230,38
Muro de block Sur	0,437	-	1326,51	7	4173,73
Muro de block Norte	0,437	0,62	1326,51	-9	-3119,63
Muro de block Oeste y este	0,437	-	4027,94	7	12673,53

				Total	14944,28
<i>Sala 5</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	2785,35	3	1146,67
Muro de block Norte	0,437	0,62	2051,98	-9	-4825,75
Muro de block Oeste	0,437	0,62	1130,68	-13	-3884,48
Muro de block Sur	0,437	-	2051,98	7	6456,34
Muro de block Este	0,437	-	1130,68	7	3557,57
				Total	2450
<i>Sala 6</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	2772,44	3	1141,36
Muro de block Norte	0,437	0,62	2051,98	-9	-4825,75
Muro de block Oeste	0,437	0,62	1130,68	-13	-3884,48
Muro de block Sur	0,437	-	2051,98	7	6456,34
Muro de block Este	0,437	-	1130,68	7	3557,57
				Total	2445
<i>Casetas</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft ²)	F _c	Área (ft ²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	71,44	2	13,46
Muro de salas	0,164	-	271,11	7	320,13
Muro de block	0,437	-	125,92	7	385,18
				Total	719
<i>Cuarto de gerente</i>					

Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	156,21	3	64,31
Muro de block Norte	0,437	0,62	102,01	-9	-239,91
Muro de block	0,437	-	279,76	7	855,79
				Total	680
<i>Gerencia</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	260,35	3	107,18
Muro de salas	0,164	-	258,70	7	296,98
Muro de block Norte y Este	0,437	-	258,70	7	791,35
				Total	1196
<i>Cuarto MDF</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	254,97	2	48,06
Muro de salas	0,164	-	453,06	7	520,11
Muro de block Norte	0,437	-	278,94	7	853,29
				Total	1421
<i>Cuarto de capacitación</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	169,98	3	69,98
Muro de salas	0,164	-	282,36	7	324,15
Muro de block Norte	0,437	-	147,93	7	452,51
				Total	847
<i>Preparación de alimentos</i>					

Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	423,88	3	174,50
Muro de block	0,437	-	676,75	7	2070,17
Muro de block Este	0,437	0,62	464,76	8	1047,68
Pared cuarto filtros y aseo	0,437	-	214,31	1	93,65
				Total	3386
<i>Oficina contable</i>					
Lugar	Factor de Transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	82,84	3	34,10
Muro de block	0,164	-	284,97	7	327,14
				Total	361
<i>Cuarto de Valores</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	105,43	3	43,40
Muro de block	0,437	-	459,13	7	1404,46
				Total	1448
<i>Cuarto de empleados</i>					
Lugar	Factor de Transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	144,16	3	59,35
Muro de salas	0,164	-	316,03	7	362,80
Muro de block Norte	0,437	-	118,32	7	361,94
				Total	784
<i>Cocina coffee tree</i>					
Lugar	Factor de transmisión (BTU/HR °F ft²)	F _c	Área (ft²)	Δ T(°F)	Carga total por transmisión solar (BTU/HR)
Techo	0,124	-	289,40	3	119,14

Muro de salas	0,164	-	1148,46	7	1318,43
Pared cuarto filtros y mantenimiento	0,437	-	219,88	1	96,09
				Total	1534

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.5.2 Alumbrado

Para la iluminación en el nivel general se utiliza 1,5 watt/ft² debido a que se carece de la distribución de luminarias de cada recinto, para el caso de las salas de proyección no se considera iluminación debido a que en operación la caseta de proyección debe estar sin iluminación y solamente opera el proyector y el Fan & Coil de la caseta. Los resultados para cada recinto se muestran en la Tabla 16.

Tabla 16. Carga por iluminación para cada recinto

Cálculo carga por iluminación		
Lugar	watts/hr	Btu/hr
Lobby y pasillos	3700,17	12618
Preparación de alimentos	282,59	964
Cuarto MDF	169,98	580
Oficina contable	55,23	188
Cuarto de valores	70,29	240
Gerencia	173,57	592
Cuarto de gerente	96,11	328
Cuarto de capacitación	113,32	386
Cuarto de empleados	96,11	328
Cocina coffee tree	192,93	658

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.5.3 Personas

La concentración de personas en un recinto genera calor sensible y latente dependiendo de la actividad que se esté realizando. Para el caso de Cinépolis se toma el valor que establece la normativa ASHRAE para calor sensible y calor latente. Los valores para cada recinto se resumen en la Tabla 17.

Tabla 17. Calor latente y calor sensible para cada recinto del cine

Recinto	Calor sensible		Calor latente	
	Btu/h	kcal/h	Btu/h	kcal/h
Lobby y pasillos	245	62	140	35
Sala 1 Macro XE	210	53	140	35
Sala 2	210	53	140	35
Sala 3	210	53	140	35
Sala 4	210	53	140	35
Sala 5	210	53	140	35
Sala 6	210	53	140	35
Casetas	-	-	-	-
Preparación de alimentos	250	63	200	50
Cuarto MDF	-	-	-	-
Oficina contable	210	53	140	35
Cuarto de valores	210	53	140	35
Gerencia	210	53	140	35
Cuarto de gerente	210	53	140	35
Cuarto de capacitación	210	53	140	35
Cuarto de empleados	210	53	140	35
Cocina coffee tree	210	53	140	35

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para el cálculo del factor de calor sensible se toman doce horas de operación, para el caso se toma como hora de finalización de las funciones a la 1:00 am. Bajo estas condiciones el factor de calor sensible es de 0,45. En la Tabla 18 se resumen los resultados obtenidos.

Tabla 18. Carga interna por persona

Calculo carga interna por persona				
Lugar	Factor de carga interna	Personas	Calor sensible (Btu/h)	Calor latente (Btu/h)
Lobby, Pasillos	0,45	258	28439	36113
Sala 1 Macro XE	0,45	380	35910	53200
Sala 2	0,45	177	16727	24780
Sala 3	0,45	177	16727	24780
Sala 4	0,45	177	16727	24780
Sala 5	0,45	185	17483	25900
Sala 6	0,45	188	17766	26320
Casetas	0,45	0,25	-	-
Preparación de alimentos	0,45	20	2216	3940
Cuarto MDF	0,45	0	-	-
Oficina contable	0,45	1	95	140
Cuarto de valores	0,45	1	95	140
Gerencia	0,45	3	284	420
Cuarto de gerente	0,45	1	95	140
Cuarto de capacitación	0,45	10	945	1400
Cuarto de empleados	0,45	5	473	700
Cocina coffee tree	0,45	13	1271	1883

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.5.4 Equipos

Cinépolis utiliza un conjunto de equipos para los cuales ya se conoce el calor que genera. En la Tabla 19 se resumen las ganancias de calor para los equipos en el cine. En la parte de dulcería se utilizan campanas de extracción por lo que el aporte de calor en dulcería será un tanto menor debido a que se utilizan equipos de extracción de aire para esta zona.

Tabla 19. Calor generado por equipos en el cine

Equipo	Consumo (kW)	Consumo (BTU)
Palomera EC 03	5,76	1689,15
Warmer para nachos EC 08	0,54	158,36
Dispenser de queso para nachos EC 09	0,76	222,87
Enfriador VR 04 EC 11	0,06	17,60
Baúl de helados EC 16	0,10	29,33
Fábrica de hielo	0,10	29,33
Cafetera Cimbali	7,00	2052,79
Enfriador VR-25 EC 17	0,20	58,65
Video Juegos	0,50	146,63
Computadoras-cajas	0,45	131,96
Proyectores de 6,0 a 8,9 mts	0,60	175,95
Proyectores de 8,91 a 11,60 mts	0,80	234,60
Proyectores de 11,61 a 13,81 mts	1,20	351,91
Proyectores de 13,82 a 15,81 mts	1,80	527,86
Proyectores de 15,81 en adelante 81 mts	1,80	527,86

Fuente: Elaboración propia (Excel)

La carga por cada equipo se incluyó en las ganancias de calor misceláneas según los equipos en cada recinto.

4.1.5.5 Carga por ventilación

Para clima templado se utiliza un valor de 7 CFM por persona y para clima caluroso extremo húmedo se debe usar 5 CFM/persona en el recinto. Según ASHRAE para el caso de teatros en los que no se permite fumar, el valor mínimo es de 5 CFM por persona (Anexo 11) para 150 personas/100 ft², en vista de que la zona presenta un alto grado de humedad se utilizará 5 CFM/persona.

Tabla 20. Carga por ventilación por cada recinto

Cálculo carga exterior por ventilación					
Lugar	Personas	Ventilación (CFM)	Calor sensible (BTU/h)	Calor latente (BTU/h)	Total (BTU/hr)
Lobby y pasillos	258	1290	10215	48822	59037
Sala 1	380	1900	15048	90569	105617
Sala 2	177	885	7009	42186	49195
Sala 3	177	885	7009	42186	49195
Sala 4	177	885	7009	42186	49195
Sala 5	185	925	7326	44093	51419
Sala 6	188	940	7445	44808	52253
Casetas	0	1	7	55	63
Preparación de alimentos	20	99	780	4695	5475
Cuarto MDF	0	0	0	0	0
Oficina contable	1	5	40	238	278
Cuarto de valores	1	5	40	238	278
Gerencia	3	15	119	715	834
Cuarto de gerente	1	5	40	238	278
Cuarto de capacitación	10	50	396	2383	2779
Cuarto de empleados	5	25	198	1192	1390
Cocina coffee tree	13	67	533	3206	3738
Clima	CFM /persona				
Clima templado	7				
Clima caluroso extremo e húmedo	5				

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.6 Cálculo de las cargas de enfriamiento en los recintos

Para realizar el cálculo de la carga de enfriamiento total, primero se realizó el cálculo por separado para cada recinto según la ganancia de calor respectiva. El cálculo de la carga total de enfriamiento se obtuvo al sumar la totalidad de la carga térmica que el equipo de aire debe vencer para lograr las condiciones deseadas dentro de cada recinto.

Se consideró un factor de seguridad del 10 por ciento que incluye la ganancia de calor en los ductos, la ganancia de calor debida a la ventilación forzada y un crecimiento futuro.

Primero se calculó la ganancia de calor por recinto. En la Tabla 21 se resume la carga de enfriamiento para cada recinto.

Tabla 21. Carga de enfriamiento según el recinto

Resumen de Carga por Unidad				
<i>Lugar</i>	<i>RSHG (BTU/hr)</i>	<i>RLHG (BTU/hr)</i>	<i>RTHG (BTU/hr)</i>	<i>RSHR</i>
Lobby y pasillos	47347	61722	109069	43%
Sala 1 Macro XE	35925	53200	89125	40%
Sala 2	31671	24780	56451	56%
Sala 3	31671	24780	56451	56%
Sala 4	17918	24780	42698	42%
Sala 5	19933	25900	45833	43%
Sala 6	5558	25900	31458	18%
Proyección	725	0	725	100%
Cuarto MDF	2001	54560	56561	4%
Gerencia	2071	423	2494	83%
Preparación de alimentos	6566	6184	12750	51%
Oficina contable	644	1675	2319	28%
Cuarto de valores	1782	1675	3457	52%
Cuarto de gerente	871	1675	2545	34%
Cuarto de capacitación	2178	15211	17389	13%
Cuarto de empleados	1584	5133	6717	24%
Cocina coffee tree	2998	9535	12533	24%

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Seguidamente, se obtuvo el resultado de la carga total de enfriamiento para cada recinto (Tabla 22).

Tabla 22. Carga total de enfriamiento por recinto

Carga de enfriamiento total				
<i>Lugar</i>	<i>GSHG (BTU/hr)</i>	<i>GLHG (BTU/hr)</i>	<i>GTHG (BTU/hr)</i>	<i>GSHR</i>
Lobby y pasillos	57561	110544	168106	34%
Sala 1 Macro XE	50973	143769	194742	26%
Sala 2	38680	66966	105646	37%
Sala 3	38680	66966	105646	37%
Sala 4	24927	66966	91893	27%
Sala 5	27259	69993	97252	28%

Sala 6	12884	69993	82877	16%
Proyección	732	55	787	93%
Cuarto MDF	2001	54560	56561	4%
Gerencia	2190	1138	3328	66%
Preparación de alimentos	7346	10879	18225	40%
Oficina contable	684	1913	2597	26%
Cuarto de valores	1822	1913	3734	49%
Cuarto de gerente	910	1913	2823	32%
Cuarto de capacitación	2574	17594	20168	13%
Cuarto de empleados	1782	6325	8107	22%
Cocina coffee tree	3530	12741	16271	22%

Fuente: Elaboración propia (Excel)

A partir de estos resultados se obtuvieron valores de Btu/m² para cada recinto. Los resultados se resumen en la Tabla 23.

Tabla 23. Resumen de cargas de enfriamiento por recinto

Carga de enfriamiento total					
<i>Lugar</i>	<i>Area (m²)</i>	<i>CFM</i>	<i>Cambios/hr</i>	<i>GTHG (BTU/hr)</i>	<i>(BTU/hr)/m²</i>
Lobby y pasillos	515,90	2152	1,44	168106	326
Sala 1 Macro XE	525,10	1633	0,44	194742	371
Sala 2	274,70	1440	0,99	105646	385
Sala 3	274,70	1440	0,99	105646	385
Sala 4	277,80	814	0,55	91893	331
Sala 5	258,90	906	0,69	97252	376
Sala 6	257,70	253	0,19	82877	322
Proyección	6,64	33	3,01	787	119
Cuarto MDF	23,70	91	2,33	56561	2387
Gerencia	7,70	94	3,01	3328	432
Preparación de alimentos	39,40	298	5,37	18225	463
Oficina contable	7,70	29	2,94	2597	337
Cuarto de valores	9,80	81	5,98	3734	381
Cuarto de gerente	11,30	40	2,71	2823	250
Cuarto de capacitación	15,80	99	12,09	20168	1276
Cuarto de empleados	15,50	72	3,89	8107	523
Cocina coffee tree	26,90	136	3,66	16271	605

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para calcular las cargas térmicas y las diferentes ganancias de calor se realizó una minuta de cálculo en el software Excel, la cual se adjunta en este documento. Con el fin de establecer los parámetros pico se realizó el cálculo para diferentes meses y hora, el resultado arrojó que el mes de mayo a las 2:00 pm es el momento donde se presentan las cargas críticas. De acuerdo con los resultados las capacidades refrigerantes para cada equipo se resumen en la Tabla 24.

Tabla 24. Capacidad comercial y equipo por utilizar por recinto

Carga comercial de refrigeración				
<i>Lugar</i>	<i>Unidad</i>	<i>Carga (BTU/hr)</i>	<i>Carga (T.R.)</i>	<i>Carga Comercial (T.R)</i>
Lobby y pasillos	Paquete	168106	14	15
Sala 1 Macro XE	Paquete	194742	18	17,5
Sala 2	Paquete	105646	10	10
Sala 3	Paquete	105646	10	10
Sala 4	Paquete	105646	10	10
Sala 5	Paquete	97252	9	10
Sala 6	Paquete	98784	9	10
Proyección	Fan&Coil	787	0,1	1,5
Cuarto MDF	Fan&Coil	56561	5	5
Gerencia	Fan&Coil	3328	0,3	1,5
Preparación de alimentos	Fan&Coil	18225	1,7	2
Oficina contable	Fan&Coil	2597	0,2	1,5
Cuarto de valores	Fan&Coil	3734	0,3	1,5
Cuarto de gerente	Fan&Coil	2823	0,3	1,5
Cuarto de capacitación	Fan&Coil	20168	1,8	2
Cuarto de empleados	Fan&Coil	8107	0,7	1,5
Cocina coffee tree	Fan&Coil	16271	1,5	1,5

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.7 Elementos del sistema de aire acondicionado

En la Tabla 8 se muestra el total de recintos del cine. Cada recinto cuenta con su requerimiento y condiciones de operación. El horario de operación del cine se aprecia en la Tabla 9. El cine inicia operaciones a las 11:00 am, en ese momento ponen el equipo de aire acondicionado para que aclimate las zonas. El cine opera hasta medianoche y a partir de ahí se apagan todos los equipos de aire acondicionado.

Es necesario contar con equipos de alta eficiencia para reducir el consumo energético y tener las zonas adecuadamente acondicionadas. Se realizó un análisis en el que se consideraron diferentes marcas, sus certificaciones energéticas y ambientales, su rendimiento energético, facilidad de mantenimiento, facilidad para obtener repuestos y que se adecuaran a las necesidades del proyecto.

Se seleccionó la marca Carrier por las siguientes razones:

- Certificación Energy Star
- Certificación UL Listed
- Certificación ETL Listed
- Cumple con la compilación ASHRAE 90.1
- Certificación AHRI
- Sus equipos cuentan con indicadores como SEER, EER y IEER.

Además, Cinépolis cuenta con amplia experiencia en la utilización de esta marca, de ahí que muchos cines utilizan estos equipos y han obtenido buenos resultados y el respaldo de la marca Carrier.

4.1.7.1 Selección de unidades Interiores y exteriores

Para la selección de los equipos se consideró lo siguiente: Que la unidad distribuya el aire adecuadamente por el recinto, que el equipo cumpla con los requerimientos de operación deseados, que cumpla con el caudal necesario de operación, que se logre vencer las pérdidas de presión de carga en los ductos, SEER, IEER y EER altos.

De acuerdo a las dimensiones se decidió colocar en las salas y el lobby unidades paquete en cubierta y para las demás áreas se utilizarán equipos Fan &Coil. A continuación se muestra una tabla que resume las unidades paquete seleccionadas de acuerdo a su capacidad nominal y caudal de manejo.

Tabla 25. Unidades paquete seleccionados para cada recinto.

Unidades paquete									
Recinto	Equipo	Tamaño (T.R)	Modelo	Capacidad		Eficiencia		Carga de refrigerante (R410A)	Precio con ECO i.i. (\$)
				Nominal Btu/h	kW	EER	IEER	lb	
Lobby y pasillos	UPA7	15	50HC-D17A3A5-0F0A0	174000	14,3	12,4	13,2	16	\$19.060,00
Sala 1 Macro XE	UPA1	17,5	50HC-D20A7A5-0F0A0	202000	16,6	12,2	13,2	17	\$23.050,00
Sala 2	UPA2	10	50HC-D11A3A5-0F0A0	111000	9,3	12,2	13,2	9	\$14.600,00
Sala 3	UPA3	10	50HC-D11A3A5-0F0A0	111000	9,3	12,2	13,2	9	\$14.600,00
Sala 4	UPA4	10	50HC-D11A3A5-0F0A0	111000	9,3	12,2	13,2	9	\$14.600,00
Sala 5	UPA5	10	50HC-D11A3A5-0F0A0	111000	9,3	12,2	13,2	9	\$14.600,00
Sala 6	UPA6	10	50HC-D11A3A5-0F0A0	111000	9,3	12,2	13,2	9	\$14.600,00

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Nota: los precios fueron proporcionados por la empresa Clima Ideal.

Tabla 26. Equipos de Fan & Coil seleccionados

Equipos con F&C						
Recinto	Equipos	T.R.	Condensador	Evaporador	Carga de refrigerante lb (kg)	Precio i.i. (\$)
Proyección	C#1,2,3,4,5,6	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Cuarto MDF	C#7	5	CA13NA06000GBA	FS3QX460UN00	8,80 (3,99)	\$2.965,00
Gerencia	C#10	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Preparación de alimentos	C#13	2	CA13NA02400GBA	FS3QX424UN00	3,15 (1,43)	\$1.780,00
Oficina contable	C#12	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Cuarto de valores	C#9	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Cuarto de gerente	C#14	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Cuarto de capacitación	C#8	2	CA13NA02400GBA	FS3QX424UN00	3,15 (1,43)	\$1.780,00
Cuarto de empleados	C#11	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00
Cocina coffee tree	C#15	1,5	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	3,15 (1,43)	\$1.705,00

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Nota: los precios fueron proporcionados por la empresa Clima Ideal.

Se estima que el costo del izaje de los equipos es de \$ 2000 según costos de otros proyectos.

4.1.7.2 Características de los equipos

En de las características principales de las unidades paquete 50HC se encuentran las siguientes (CARRIER, 2016):

- Capacidad de refrigeración de dos etapas con circuitos y controles independientes
- Tecnología de intercambio de calefacción NOVATION en los serpentines del condensador (exterior) que utiliza un diseño de serpentina de aluminio
- Recubrimiento epoxy especial también disponible para los entornos industriales y costeros
- EER de hasta 11.0
- IPLV de hasta 12.0
- Modelos especializados con configuración del conducto de flujo de aire horizontal o vertical. No se necesita kit para el lugar
- Conexiones con el suministro en la parte inferior o lateral. Las conexiones en la parte inferior también tienen un entorno cerrado para evitar el ingreso del agua
- Componentes estandarizados y distribución de la caja de control. Los componentes y controles estandarizados facilitan la existencia de los repuestos y servicios
- Compresor deslizable en todas las unidades. Esto facilita el servicio, las partes en existencia, los repuestos y la solución de problemas
- Sistema de medición del refrigerante Acutrol comprobado

La unidad WeatherMaker de 12,5 a 25 toneladas (RTU) de Carrier tiene un diseño de gabinete que integra paneles de acceso manual y brinda facilidad de instalación, mantenimiento y uso (CARRIER, 2016).

En cuanto a los equipos de Fan&Coil, por un lado, los evaporadores FS3QX son de fácil instalación, tienen un nivel de ruido muy bajo (70-80 dBA) y cuentan con un buen

desempeño y enfriamiento. Por otro lado, la unidad condensadora CA13NA tiene una eficiencia SEER 13, además cuenta con un compresor scroll, válvula de alivio de presión, sensor de sobre carga térmica y filtro secador. Ambos equipos tienen conexiones de refrigerante y eléctricas por separado.

Todos los equipos tienen EER y SEER superior a 4,5 y 8 por lo que se clasifican en el nivel más alto de eficiencia energética según la normativa ASHRAE y el reglamento Europeo de gases fluorados del 2015.

4.1.7.3 Ubicación de los equipos

Los equipos serán ubicados en la cubierta del cine. Estructuralmente se diseñaron tres lozas para ubicar los equipos de aire acondicionado. En la loza 1 se ubicarán los equipos de la sala macro XE, sala 2 y sala 7. Los equipos paquete de la sala 3, 4 y 5 serán ubicados en la loza 2. La unidad paquete de la sala 3 será ubicado en la loza faltante. Tanto los condensadores como los cuellos de extracción de las casetas serán ubicados en cubierta con una base sujeta al *joist* de la estructura.

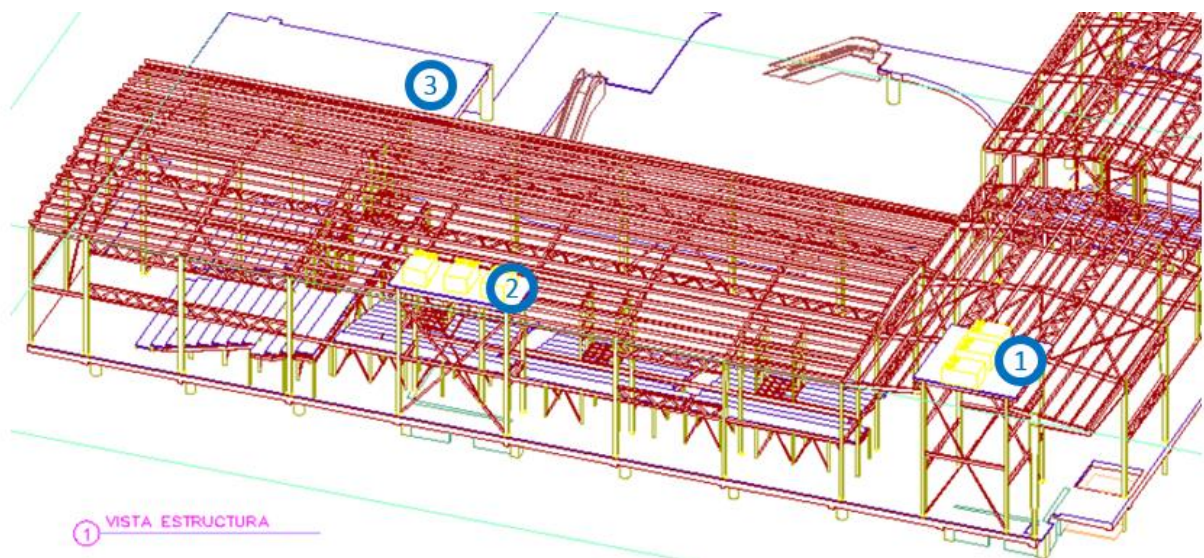


Figura 14. Ubicación de la loza para los equipos en cubierta

Además, se construirá un paso de gato en cubierta para el fácil acceso de los equipos. En la Figura 15 se puede ver el paso de gato en cubierta.

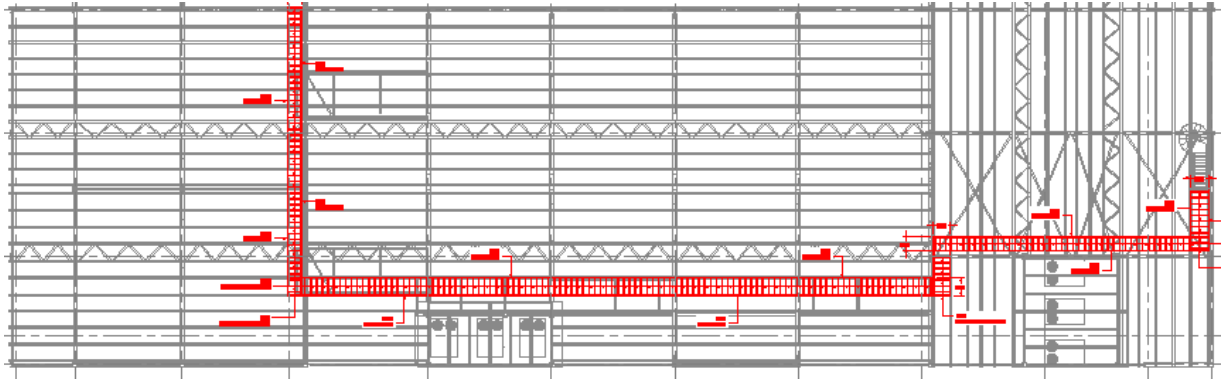
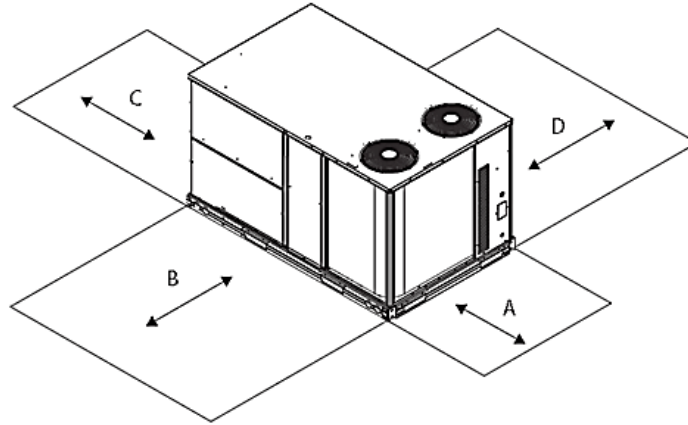


Figura 15. Paso de gato en cubierta

La estructura del techo está armado de tal manera que permite el paso de los ductos de aire cerca de la loza de los equipos. La distribución de los equipos en cubierta se diseñó de tal manera que quede el espacio recomendado para mantenimiento según la ficha técnica de cada equipo. En la Figura 16 se puede ver un ejemplo de la distribución del espacio para los equipos de aire acondicionado en cubierta.



LOC	DIMENSION	CONDITION
A	48-in (1219 mm)	Unit disconnect is mounted on panel
	18-in (457 mm)	No disconnect, convenience outlet option
	18-in (457 mm)	Recommended service clearance
	12-in (305 mm)	Minimum clearance
B	42-in (1067 mm)	Surface behind service is grounded (e.g., metal, masonry wall)
	36-in (914 mm) Special	Surface behind service is electrically non-conductive (e.g., wood, fiberglass) Check for sources of flue products within 10-ft of unit fresh air intake hood
C	36-in (914 mm)	Side condensate drain is used
	18-in (457 mm)	Minimum clearance
D	42-in (1067 mm)	Surface behind service is grounded (e.g., metal, masonry wall, another unit)
	36-in (914 mm)	Surface behind service is electrically non-conductive (e.g., wood, fiberglass)

Figura 16. Distribución del espacio para equipos paquete en cubierta

Todas las unidades paquete deben ir apoyadas en una base metálica. Se deben fijar mediante un perno en tres o más puntos. Además, las patas de los equipos deben quedar sobre una base antivibratoria de caucho.

4.1.8 Sistema de ductos

Para el diseño de ductos se utilizó el método de fricción constante y cuando el espacio o las condiciones lo ameritaron se empleó el método de velocidad. Para los ductos principales y secundarios se admite una caída de presión de 0.1 in/100 ft de ducto. El método de velocidad se utilizó solamente en espacios reducidos y en el ramal principal. Se manejó un rango de 2000 ppm a 2500 ppm (Ashrae, 2009).

Para las toberas de inyección de las salas se utilizará 1100 ppm de velocidad máxima en el ducto principal y 800 ppm en los ductos secundarios. Para el ducto de retorno se utilizará 1100 ppm de velocidad máxima (Ashrae, 2009).

En la siguiente tabla se especifican las rejillas, difusores y toberas por utilizar. Las rejillas se utilizaron en los ductos de retorno. Los difusores se emplearon en los pasillos y las toberas en el ducto de inyección de las salas y el *lobby*. Los equipos seleccionados son recomendaciones de Cinépolis.

Tabla 27. Accesorios para la inyección y extracción de aire

Rejillas, toberas y difusores			
Accesorio	Descripción	Características	Ubicación
Toberas de inyección	Difusor de inyección de aire tipo tobera fabricado en aluminio	Marca INNES, modelo DS. Tamaño 10 in a 16 in. Difusor de largo alcance.	Lobby Salas
Difusor de inyección	Difusor tipo lámina perforada	Marca Aerovent, modelo DP7. Tamaño 24 in x 24 in.	Gerencia Cuarto de capacitación
Difusor lineal	Difusor de inyección y retorno de aluminio	Marca Aerovent, modleo DLR. Tamaño de 2 a 3 ranuras de 3/4 in. De 6 a 10 ft de largo. Tipo Lineal.	Pasillo de acceso a salas
Difusor de retorno	Difusor de retorno de aire tipo lámina perforada.	Marca Aerovent, modelo DP7. Tamaño 24 in x 24 in.	Salas, Gerencia, Capacitación
Rejilla de extracción	Rejilla para extracción de aire tipo hojas fijas en color blanco.	Marca Aerovent, modelo R1. Tamaño 6x6 in a 20x12 in.	Preparación de alimentos Sanitarios Cuarto de tableros Cuarto de basura.

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Como regla general, se seleccionó el ducto flexible para las rejillas, toberas y difusores de acuerdo con el diámetro del accesorio por conectar además, todo accesorio debe tener un cajón para la unión entre el ducto flexible y el accesorio.

El diseño de ductos se realizó con ayuda del software Duct Sizer versión 6.4. En las siguientes tablas se resumen los resultados. Como se puede ver en la Tabla 28, la

presión estática del equipo es suficiente para poder vencer las pérdidas de presión debida a los ductos.

Tabla 28. Cálculo de ductos para la los diferentes recintos

Lobby y Pasillos										
Tramo	Caudal (CFM)	Dimensiones (in)		Velocidad (ppm)	Longitud (ft)	Caída de presión (in/100ft)	Pérdidas accesorios (in)	Longitud equivalente (ft)	Presión requerida (in)	Presión del equipo (in)
AB	2152	32	32	586	21,29	0,013	0,24	21,53	0,28	1,4
BC	1246	24	24	601	14,37	0,019	0,1	14,47	0,27	1,4
CF	566	19	14	1025	28,5	0,03	0,098	28,60	0,86	1,4
CD	1019	24	24	491,5	100	0,013	0,15	100,15	1,30	1,4
DE	566	19	14	1025	45	0,03	0,24	45,24	1,36	1,4
BG	1133	24	24	546,1	77,8	0,016	0,24	78,04	1,25	1,4
GH	680	20	22	429,1	32,18	0,012	0,24	32,42	0,39	1,4
HI	453	18	16	437,2	20,66	0,016	0	20,66	0,33	1,4
Sala 1 Macro XE										
AB	1633	38	38	287,82	105,77	0,003	4,2	109,97	0,3	1,2
BC	1225	34	34	269,67	5,8	0,003	0,1	5,9	0,018	1,2
CD	1021	30	32	270,66	1,5	0,003	0,12	1,62	0,005	1,2
DE	816	26	28	285,68	22,7	0,004	0,14	22,84	0,1	1,2
EF	612	22	25	283,72	4	0,005	0,16	4,16	0,021	1,2
FG	408	18	20	288,72	4	0,007	0,18	4,18	0,029	1,2
HI	204	12	15	289,84	3	0,01	0,2	3,2	0,032	1,2
Sala 2, 3 y 4										
AB	1440	28	24	443,9	43,93	0,01	2,8	46,73	0,47	0,8
BC	1080	24	24	387,9	7,7	0,009	0,32	8,02	0,07	0,8
CD	720	18	16	517,2	16,2	0,022	0,16	16,36	0,36	0,8
Sala 5 y 6										
AB	906	28	24	327	25,59	0,006	1,2	26,79	0,16	0,8
BC	680	24	24	285,56	11,48	0,005	0,15	11,63	0,06	0,8
CD	453	18	16	381,2	16,48	0,013	0,18	16,66	0,22	0,8

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para la construcción de los ductos se respetan los lineamientos que establece SMACNA y el material de construcción es lámina galvanizada calibre 22. La distancia de conexión entre un ducto y un difusor o una tobera no supera 2,4 m de longitud. Además, se colocan soportes antisísmicos según se indica en los planos.

Se emplea una soportería tipo columpio construida con varilla roscada de 3/8" y ángulo de 1 in x 1/8 in, sentada en la estructura existente. El aislamiento térmico de los ductos es de 1" tipo duct-liner. A continuación se muestra un detalle de fijación para los ductos.

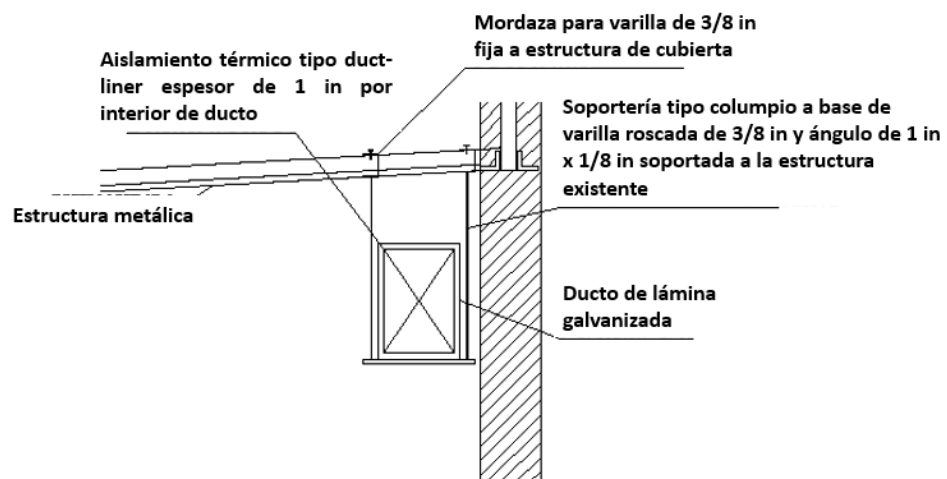


Figura 17. Detalle típico de montaje de soportería para ductos de A/C

4.1.8.1 Cortinas de aire

Se debe instalar un conjunto de cortinas de aire en el acceso principal del cine con el fin de evitar que se pierda la carga de enfriamiento. La entrada es de 3,5 m de altura por 8,14 m de ancho.

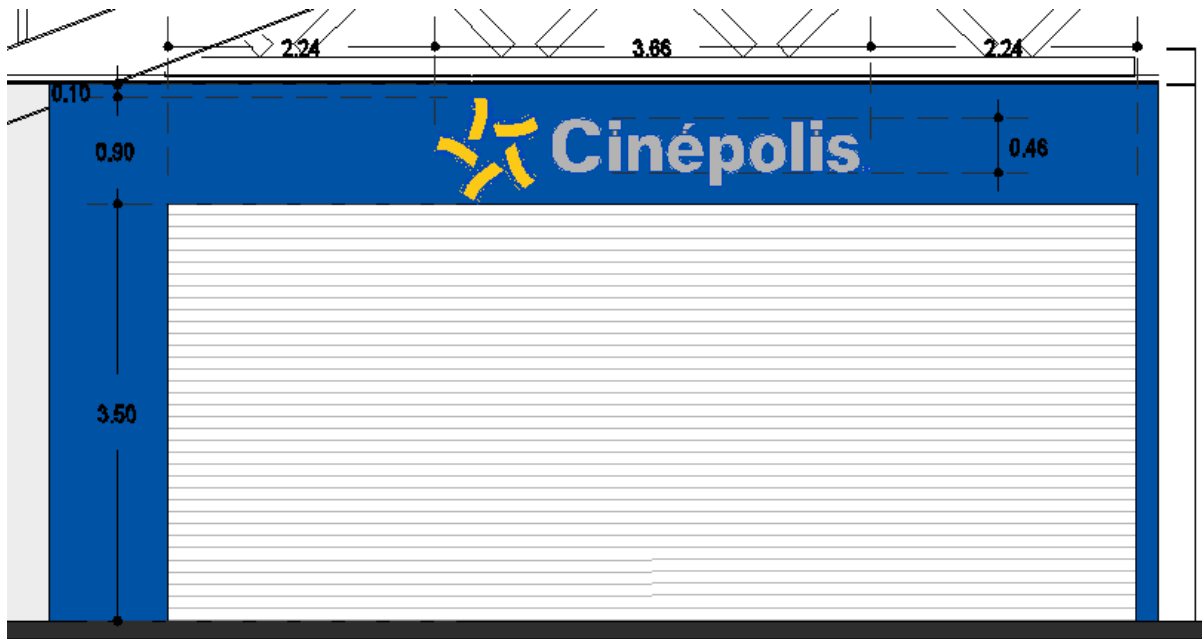


Figura 18. Alzado de acceso principal del cine

De acuerdo con ASHRAE se recomienda un caudal de 600 a 1200 CFM para generar una barrera de aire adecuada en el área proyectada, según la altura y el ancho del acceso. De acuerdo con estos requerimientos se seleccionó la cortina de aire marca Soler & Palau modelo CAF 48 para 854 CFM, 58 dBA y una velocidad de flujo a un metro de 7,2 m/s y a cuatro metros de 0,38 m/s.



Figura 19. Cortina de aire S&P modelo CAF

Las cortinas de aire tienen una dimensión de 1,2 m y un peso de 15 kg cada una, por lo que se requiere dejar una estructura que soporte 6 cortinas de aire y además permita una succión adecuada de las cortinas.

4.1.9 Sistema de control

Para las unidades paquete se seleccionó un sistema de control que funciona mediante un BUS de control. En la Tabla 29 se resumen los equipos seleccionados para el control automático. El costo del sistema de control es de \$18000 según los precios que ofrece **Clima Ideal** además, el costo por la instalación del sistema de control incluyendo la canalización y el cableado asciende a un monto aproximado de \$1739,75, según estimaciones de otros proyectos (Cinépolis, 2016).

Tabla 29. Equipos del sistema de control automático

Equipos de control				
Equipo	Características	Cantidad	Modelo	Imagen
Controlador programable	Controlador programable para unidades paquete. Red 485 con comunicación de 9600 bps a 76,8 kbps. Entradas configurables de 0 a 5 VDC con resolución de 12 bit A/D. Batería para 10000 horas. Indicadores LED para comunicación. Certificado UL y cUL. Alimentación de 24 VAC.	7	UPN UC	
Sensor	Sensor de temperatura para colocar en ducto de retorno. NTC. Certificado UL	7	A/CP-D-8"-PB	
Fuente de poder	Transformador 75 kVA, 480/240/120 a 24 Vac, 60 hz.	7	TR75VA005	
Sistema táctil	Pantalla táctil de 4,5 in a color. Para montaje en pared. Capacidad para 60 controladores. Protección de seguridad multinivel. Instalación sencilla de 4 cables. Comunicación RS 485. Puerto USB. Certificación UL.	1	SYST1-4-CAR	

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.10 Sistema de distribución de tuberías de refrigerante

El sistema de tuberías para el refrigerante corre desde la unidad condensadora hasta cada unidad interior. Se distribuyen las tuberías de manera que se unan en un solo punto y suban hacia cubierta donde se ubica cada unidad condensadora. En la siguiente figura se muestra un detalle típico de la configuración para los equipos de Fan & Coil.

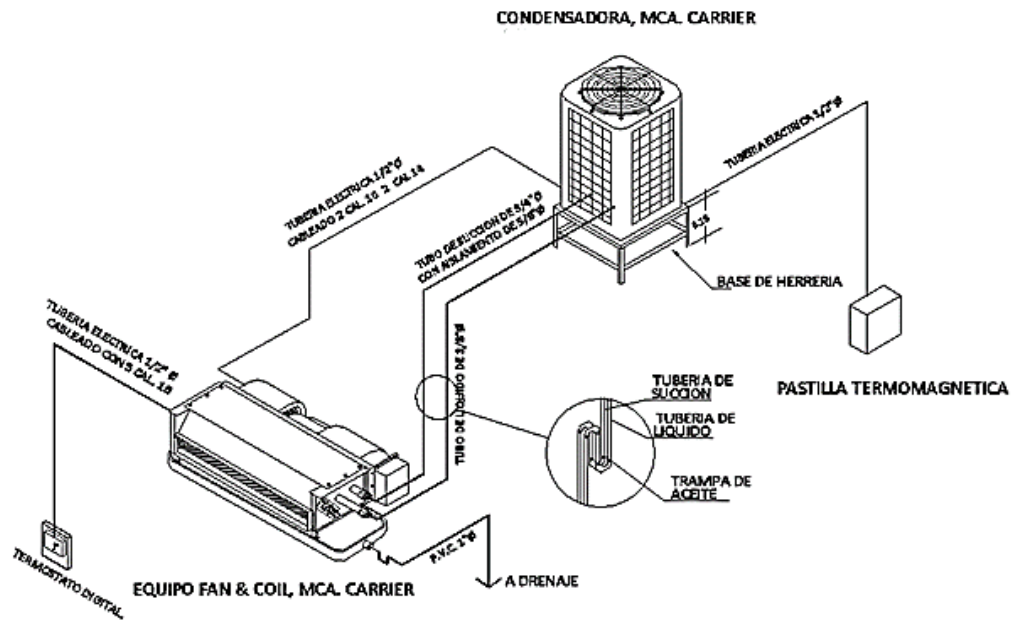


Figura 20. Esquema general de montaje de equipos Fan & Coil

Estos equipos emplean refrigerante R410A dada su alta eficiencia energética; en consecuencia, la presión de trabajo aumenta por lo que los diámetros de tubería son un tanto menores que los que se usan, por ejemplo, con refrigerante R22. En la tubería de succión se utilizan sifones en las partes verticales para que funcionen como trampas de aceite.

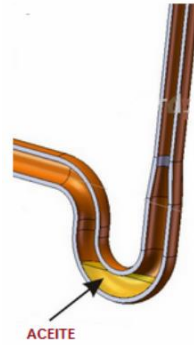


Figura 21. Sifón para trampa de aceite

4.1.10.1 Longitud y diámetro de tuberías

Se calculó el diámetro, la longitud de tubería, la longitud equivalente y las pérdidas admitidas según las recomendaciones del fabricante. A continuación se resumen los resultados

Tabla 30. Longitud y diámetro de tuberías de cobre para líquido.

Tubería líquido para F&C							
Recinto	Equipos	Diámetro in (mm)	Cantidad de codos	Longitud equivalente accesorios	Longitud de tubería (m)	Longitud equivalente (m)	Longitud permitida (m)
Caseta Sala 1	C#1	3/8 (10)	3	1,8	13,88	15,68	100
Caseta Sala 2	C#2	3/8 (10)	3	1,8	14,69	16,49	100
Caseta Sala 3	C#3	3/8 (10)	3	1,8	19,95	21,75	100
Caseta Sala 4	C#4	3/8 (10)	4	2,4	16,57	18,97	100
Caseta Sala 5	C#5	3/8 (10)	4	2,4	13,47	15,87	100
Caseta Sala 6	C#6	3/8 (10)	3	1,8	25,69	27,49	100
Cuarto MDF	C#7	3/8 (10)	4	2,8	20,02	22,82	225
Gerencia	C#10	3/8 (10)	4	2,4	25,17	27,57	150
Preparación de alimentos	C#13	3/8 (10)	2	1,2	8	9,20	50
Oficina contable	C#12	3/8 (10)	5	3	17,6	20,60	150
Cuarto de valores	C#9	3/8 (10)	4	2,4	24,23	26,63	150
Cuarto de gerente	C#14	3/8 (10)	3	1,8	30,02	31,82	150
Cuarto de capacitación	C#8	3/8 (10)	3	1,8	14,69	16,49	50
Cuarto de empleados	C#11	3/8 (10)	3	1,8	17,64	19,44	150
Cocina coffee tree	C#15	3/8 (10)	2	1,2	10,52	11,72	150

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Tabla 31. Longitud y diámetro para tubería de cobre para gas

Tubería gas para F&C						
Recinto	Equipos	Diámetro in (mm)	Longitud equivalente e accesorios	Longitud de tubería (m)	Longitud equivalente (m)	Longitud permitida (m)
Caseta Sala 1	C#1	5/8 (16)	1,8	13,88	15,68	100
Caseta Sala 2	C#2	5/8 (16)	1,8	14,69	16,49	100
Caseta Sala 3	C#3	5/8 (16)	1,8	19,95	21,75	100
Caseta Sala 4	C#4	5/8 (16)	2,4	16,57	18,97	100
Caseta Sala 5	C#5	5/8 (16)	2,4	13,47	15,87	100
Caseta Sala 6	C#6	5/8 (16)	1,8	25,69	27,49	100
Cuarto MDF	C#7	5/8 (16)	2,8	20,02	22,82	225
Gerencia	C#10	5/8 (16)	2,4	25,17	27,57	150
Preparación de alimentos	C#13	5/8 (16)	1,2	8	9,20	50
Oficina contable	C#12	5/8 (16)	3	17,6	20,60	150
Cuarto de valores	C#9	5/8 (16)	2,4	24,23	26,63	150
Cuarto de gerente	C#14	5/8 (16)	1,8	30,02	31,82	150
Cuarto de capacitación	C#8	5/8 (16)	1,8	14,69	16,49	50
Cuarto de empleados	C#11	5/8 (16)	1,8	17,64	19,44	150
Cocina coffee tree	C#15	5/8 (16)	1,2	10,52	11,72	150

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.10.2 Material de la tubería

Se selecciona una tubería de cobre tipo L, ya que es de uso común y tolera la presión requerida de 625 psi. Se usa este tipo de tubería para la tubería de gas y para líquido. En la siguiente tabla se resumen las propiedades de las tuberías seleccionadas.

Tabla 32. Características de las tuberías seleccionadas

Características de la tubería				
∅ Nominal in (mm)	∅ Exterior in (mm)	Espesor de pared (mm)	Presión de trabajo (psi)	Características
3/8 (10)	1/2 (12,7)	0,89	1195	Tubería de cobre temple rígido tipo L
5/8 (16)	3/4 (19)	1,07	965	

Fuente: Autor (Excel)

4.1.10.3 Aislamiento

Ambas tuberías se aíslan en toda su extensión y de forma independiente. A nivel comercial la marca Armaflex ofrece baja conductividad térmica y protección antimicrobiana. En la siguiente tabla se muestran los diámetros mínimos para el aislante.

Tabla 33. Espesor de aislamiento recomendado para aislante Armaflex.

Dimensiones de tubería	Temperaturas de línea			
	50° F (10° C)	35° F (2° C)	0° F (-18° C)	-20° F (-29° C)
BASADO EN CONDICIONES NORMALES DE DISEÑO* Diám. interior de 3/8" a 1-1/8" (10 mm–28 mm) Diám. interior desde más de 1-1/8" a 2-1/8" (28 mm–54 mm) Diám. interior desde más de 2-1/8" a 2-5/8" (54 mm–67 mm) Diám. interior desde más de 2-5/8" a 6" IPS (67 mm–168 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 3/8" (10 mm) Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm) Nom 3/4" (19 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm)	Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1-1/4" (32 mm) Nom 1-1/4" (32 mm)
BASADO EN CONDICIONES LEVES DE DISEÑO** Diám. interior de 3/8" a 2-5/8" (10 mm–67 mm) Diám. interior desde más de 2-5/8" a 6" IPS (67 mm–168 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 3/8" (10 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 1/2" (13 mm) Nom 1/2" (13 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm)
BASADO EN CONDICIONES SEVERAS DE DISEÑO*** Diám. interior de 3/8" a 1-5/8" (10 mm–42 mm) Diám. interior desde más de 1-5/8" a 3-5/8" (42 mm–92 mm) Diám. interior desde más de 3-5/8" a 6" IPS (92 mm–168 mm)	Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm) Nom 3/4" (19 mm)	Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm) Nom 1" (25 mm)	Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-1/2" (38 mm)	Nom 1-1/2" (38 mm) Nom 1-3/4" (44 mm) Nom 2" (50 mm)

Fuente: Elaboración propia (Excel)

De acuerdo con ASHRAE se recomienda un espesor mínimo de aislamiento de 13 mm para sistemas de refrigeración entre 40-60 °F. Con base en lo anterior y la Tabla 35 se recomienda aislante térmico flexible de estructura celular cerrada, de diámetro mínimo de 13 mm para tuberías de 10 y 16 mm.

Según la ficha técnica del producto Armaflex, la longitud de cada cañuela es de dos metros; además, se requiere un adhesivo a base de agua, libre de solventes, sin emisiones y se indican las gasas respectivas para sujetar el aislamiento.

4.1.10.4 Sistema de drenado de condensados

Cada unidad paquete, condensador y evaporador cuenta con su salida para condensados. Los diámetros recomendados para la línea de condensados para cada equipo se resumen en la siguiente tabla. Los datos son valores recomendados por el fabricante.

Tabla 34. Tubería para drenaje de condensados

Drenaje de Condensados				
<i>Recinto</i>	<i>Equipo</i>	Tubería (mm)		SDR
Lobby y pasillos	UPA7	13		32,5
Sala 1 Macro XE	UPA1	13		32,5
Sala 2	UPA2	13		32,5
Sala 3	UPA3	13		32,5
Sala 4	UPA4	13		32,5
Sala 5	UPA5	13		32,5
Sala 6	UPA6	13		32,5
		Condensador	Evaporador	
Proyección	C#1,2,3,4,5,6	13	25	32,5
Cuarto MDF	C#7	13	25	32,5
Gerencia	C#10	13	25	32,5
Preparación de alimentos	C#13	13	25	32,5
Oficina contable	C#12	13	25	32,5
Cuarto de valores	C#9	13	25	32,5
Cuarto de gerente	C#14	13	25	32,5
Cuarto de capacitación	C#8	13	25	32,5
Cuarto de empleados	C#11	13	25	32,5
Cocina coffee tree	C#15	13	25	32,5

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para las unidades paquete y los condensadores en cubierta se recomendó llevar la tubería de condensados con una pendiente de 1% al pluvial más cercano. Para el caso de los evaporadores se utilizará una bomba de condensados con una capacidad de hasta 10 m de columna de agua, debido a la distancia.

Se recomienda utilizar la bomba *Mini Blanc Modelo Basic FP 1077*. Estas bombas tienen un nivel de ruido bajo, cumplen con las certificaciones UL y son de fácil instalación. Se llevará la tubería de condensados de los equipos evaporadores hasta el pluvial más cercano y conectar al pluvial utilizando una junta tipo silleta.



Figura 22. Junta tipo silleta PVC

Se requirió aislar la tubería de condensados de la salida de la unidad evaporadora cuando menos los primeros 3 m con Armaflex de 13 mm de espesor.

4.1.10.5 Carga de refrigerante

En la Tabla 35 se resume la carga de refrigerante para cada equipo de aire acondicionado. Los resultados están de acuerdo a las recomendaciones del fabricante.

Tabla 35. Carga de refrigerante por recinto

Carga de refrigerante por equipo		
<i>Recinto</i>	<i>Equipo</i>	Carga de refrigerante (R410A) lb (kg)
Lobby y pasillos	UPA7	16 (7,23)
Sala 1 Macro XE	UPA1	17 (7,71)
Sala 2	UPA2	9 (4,08)
Sala 3	UPA3	9 (4,08)
Sala 4	UPA4	9 (4,08)
Sala 5	UPA5	9 (4,08)
Sala 6	UPA6	9 (4,08)
Proyección	C#1,2,3,4,5,6	3,15 (1,43)
Cuarto MDF	C#7	8,80 (3,99)
Gerencia	C#10	3,15 (1,43)
Preparación de alimentos	C#13	3,15 (1,43)
Oficina contable	C#12	3,15 (1,43)
Cuarto de valores	C#9	3,15 (1,43)
Cuarto de gerente	C#14	3,15 (1,43)
Cuarto de capacitación	C#8	3,15 (1,43)
Cuarto de empleados	C#11	3,15 (1,43)
Cocina coffee tree	C#15	3,15 (1,43)

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.11 Sistema de extracción de aire

En la Tabla 36 se resumen las características de extracción para los recintos del cine. Los valores de cambios por hora son tomados de la norma DIN 1946.

Tabla 36. Recintos con extracción de aire

Recinto	Volumen [ft ³]	Cambios por hora	CFM
CUARTO ELÉCTRICO	1177,19	30	589
BODEGA DE MAÍZ	1312,70	30	656
SANITARIO DE HOMBRES	3147,09	20	1049
SANITARIO DE MUJERES	3980,44	20	1327
DULCERÍA	3578,19	30	1789
PREPARACIÓN DE ALIMENTOS	3336,79	30	1668
COCINA COFFEE TREE	2230,70	30	1115
CUARTO DE BASURA	491,20	30	246

Fuente: Elaboración propia (Excel)

4.1.11.1 Diseño de ductos sistema de extracción

Para el diseño de los ductos se tomó como parámetro una caída de presión de 0,1 in /100 ft para los ductos principales y secundarios. Para el ducto de la palomera y la freidora se utiliza lámina de hierro negro calibre 22. Se dimensionaron los ductos mediante el software Duct sizer y los resultados se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 37. Dimensionamiento de los ductos de extracción

Dimensiones de los ductos									
Tramo	Caudal (CFM)	Dimensiones (in)		Velocidad (ppm)	Longitud (ft)	Caída de presión (in/100ft)	Pérdidas por longitud (in)	Pérdidas accesorios (in)	Presión requerida (in)
EXT #1									
VERTICAL AB	3621	18	24	1302,3	20	0,099	1,98	0,1	2,08
BC	1759	18	16	1092,4	25	0,068	1,70	0,1	1,80
BD	1862	18	16	1107,7	8,46	0,076	0,64	0,1	0,74
DE	414	12	10	764,1	35,4	0,04	1,42	0,2	1,62
EF	1448	18	16	1041,6	18,3	0,047	0,86	0,1	0,96
EXT #2									
VERTICAL AB	3029	18	24	1247,1	20	0,07	1,4	0,1	1,50
BC	2272	18	24	1162,8	41,4	0,04	1,7	0,15	1,81
CD	757	18	16	887,8	63,38	0,014	0,9	0,25	1,14
EXT #3									
VERTICAL AB	3430	24		1091,8	15	0,066	0,99	0,1	1,09
BC	3085	24		982	20	0,054	1,08	0,75	1,83
CD	345	12		439,3	15,11	0,029	0,44	0,1	0,54

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para la extracción de las palomeras y la freidora se considera un ducto redondo calibre 22, de hierro negro, debido a que el ducto transporta grasas y este es el recomendado para la aplicación.

4.1.11.2 Selección de equipos

Para la selección de los equipos se consideraron equipos de extracción marca *Soler & Palau* de instalación vertical para techo. El extractor seleccionado es el CRVT/4-560. Se señaló el punto de operación del ventilador según la información del fabricante (Figura 23).

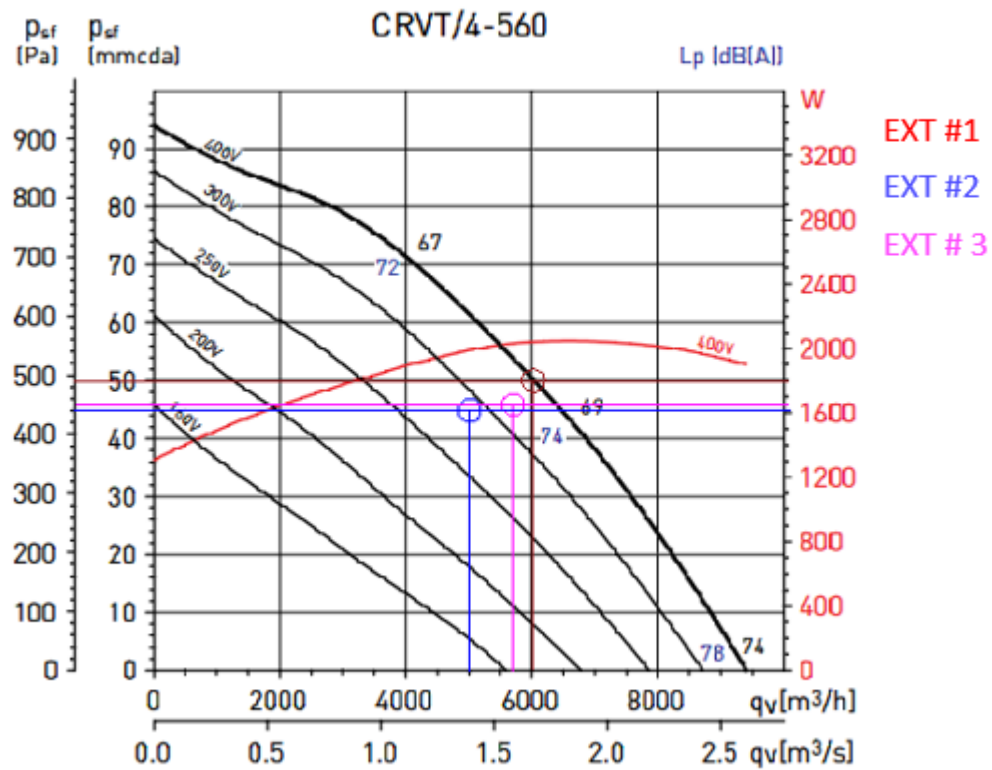


Figura 23. Punto de operación de cada extractor. Fuente S&P (2016)

A continuación se resumen las características de los extractores seleccionados. Los datos fueron tomados de la ficha técnica de los equipos.

Tabla 38. Características de los equipos de extracción seleccionados

Extractores							
Extractor	Marca	Modelo	Caudal (m ³ /h)	Presión (Pa)	Sonido (dBA)	Voltaje (3øV)	Potencia (W)
1	S&P	CRT/4-560	6152	498	71	400	1800
2	S&P	CRT/4-560	5146	450	73	400	1650
3	S&P	CRT/4-560	5827	455	71	400	1600

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Para el ducto de extracción de las palomeras se realizan registros en los puntos donde sale el ramal hacia la campana de extracción para dar mantenimiento al ducto. El registro utiliza un sello para evitar fugas de aire. En la siguiente figura se muestra un ejemplo del registro que se requiere.



Figura 24. Registro en ducto de extracción

En el nivel de cielo debe quedar un registro para poder llegar al punto de mantenimiento del ducto. La ubicación de los extractores en cubierta se definió a partir de los espacios dejados en el *joist* para tal fin.

4.1.12 Análisis energético

De acuerdo con la información del fabricante se obtuvieron datos de potencia, eficiencia y consumo energético. A continuación, se muestran los datos mencionados.

Tabla 39. Características energéticas de los equipos seleccionados

Consumo energético						
Recinto	Equipo		Potencia (kW)	EER	SEER	Consumo (kWh)
Lobby y pasillos	50HC-D17A3A5-0F0A0		14,30	12,40	13,20	57,20
Sala 1 Macro XE	50HC-D20A7A5-0F0A0		16,60	12,20	13,20	66,40
Sala 2	50HC-D11A3A5-0F0A0		9,30	12,20	13,20	37,20
Sala 3	50HC-D11A3A5-0F0A0		9,30	12,20	13,20	37,20
Sala 4	50HC-D11A3A5-0F0A0		9,30	12,20	13,20	37,20
Sala 5	50HC-D11A3A5-0F0A0		9,30	12,20	13,20	37,20
Sala 6	50HC-D11A3A5-0F0A0		9,30	12,20	13,20	37,20
Proyección	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Cuarto MDF	CA13NA06000GBA	FS3QX460UN00	6,00	11,00	13,00	24,00
Gerencia	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Preparación de alimentos	CA13NA02400GBA	FS3QX424UN00	2,24	11,00	13,00	8,96
Oficina contable	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Cuarto de valores	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Cuarto de gerente	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Cuarto de capacitación	CA13NA02400GBA	FS3QX424UN00	2,24	11,00	13,00	8,96
Cuarto de empleados	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
Cocina coffee tree	CA13NA01800GBA	FS3QX418UN00	2,00	10,90	13,00	8,00
		Total	101,88	Total		407,52

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Como se puede ver los equipos seleccionados tienen un índice de eficiencia energética superiores a 10, lo que implica que por cada 10 BTU se consume 1 kW de potencia eléctrica. El valor de eficiencia energética variable es igual o mayor a 13, lo cual cumple con el mínimo requerido según el departamento de energía de los Estados Unidos. Según tales datos, se garantiza que los equipos seleccionados tengan un uso eficiente de la energía.

4.1.13 Análisis ecológico

Para analizar el impacto ambiental del sistema se calculó cuánto CO₂ genera el sistema de aire acondicionado a partir de la carga de refrigerante de todos los equipos. A continuación, se resume la carga de refrigerante según la información técnica de los equipos seleccionados.

Tabla 40. Carga de refrigerante para todos los equipos

Carga de refrigerante por equipo		
<i>Recinto</i>	<i>Equipo</i>	Carga de refrigerante (R410A) lb (kg)
Lobby y pasillos	UPA7	16 (7,23)
Sala 1 Macro XE	UPA1	17 (7,71)
Sala 2	UPA2	9 (4,08)
Sala 3	UPA3	9 (4,08)
Sala 4	UPA4	9 (4,08)
Sala 5	UPA5	9 (4,08)
Sala 6	UPA6	9 (4,08)
Proyección	C#1,2,3,4,5,6	3,15 (1,43)
Cuarto MDF	C#7	8,80 (3,99)
Gerencia	C#10	3,15 (1,43)
Preparación de alimentos	C#13	3,15 (1,43)
Oficina contable	C#12	3,15 (1,43)
Cuarto de valores	C#9	3,15 (1,43)
Cuarto de gerente	C#14	3,15 (1,43)
Cuarto de capacitación	C#8	3,15 (1,43)
Cuarto de empleados	C#11	3,15 (1,43)
Cocina coffee tree	C#15	3,15 (1,43)
Total lb (kg)		115,15 (52,2)

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Según el PCG de la tabla 6 para el refrigerante R410A se obtiene que por cada 23,95 kg de refrigerante se generan 50 Toneladas de CO₂ al ambiente. Al tomar en cuenta

que el sistema planteado tiene 52,2 kg de refrigerante se estarían generando 108,99 toneladas de CO₂ al año. Ahora bien, por ser un sistema de menos de 239,46 kg de refrigerante R410A, no se considera que se tenga que colocar un sistema de detección de fugas, sin embargo, de acuerdo con el reglamento europeo de gases fluorados se debe realizar pruebas para el control de fugas cada seis meses.

A lo anterior hay que sumar la generación de CO₂ por el consumo de energía. Según la Tabla 39 se estarían consumiendo 407,52 kWh. De acuerdo con el Banco Mundial, Guatemala tuvo 0,9 kg de CO₂/kWh en el 2009, Si la operación del cine trabaja 12 horas, de las cuales solo en una tercera parte operan los equipos de aire acondicionado (Notas del curso de refrigeración) en el transcurso de un año se estima que:

$$407,52 \text{ kWh} \times \frac{12}{3} \text{ horas} \times 365 \text{ días} \times 0,9 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}} \times \frac{1 \text{ TON}}{1000 \text{ kg}} = 535,5 \text{ TON CO}_2$$

En total, solamente por el sistema de aire acondicionado, se estarían generando 644,49 TON CO₂ al año. Con el fin de reducir el impacto ambiental por la liberación de CO₂ al ambiente se propone aprovechar los programas de reforestación en Guatemala y de esta manera utilizar los árboles como sumideros de CO₂. Los árboles absorben CO₂, por lo que se puede compensar el dióxido de carbono generado al sembrar árboles y de esta manera reducir la huella ecológica del cine.

Según un estudio realizado en el Instituto Tecnológico de Costa Rica el consumo de CO₂ de árboles comunes en Costa Rica es el siguiente.

Tabla 41. Estimación de CO₂ almacenado/ha según especie por plantar.

Especie	t CO ₂ fijado/ha
<i>Gmelina arborea</i> (Roxb)	31
<i>Vochysia guatemalensis</i> (Donn. Sm)	23
<i>Hyeronima alchorneoides</i> (Allemao)	10
<i>Vochysia ferruginea</i> (Donn. Smith)	12

Fuente: Arguedas (2011)

Con base en la información anterior y el consumo total de dióxido de carbono generado por el sistema de aire acondicionado, se estima que para arboles ya maduros, se podría absorber el dióxido de carbono que genera el cine en un año y con esto, mitigar el impacto generado por las emisiones de CO₂ y reducir así la huella ecológica del cine. Como se puede ver en la Tabla 42 la especie que menos hectáreas ocupa es Gmelia Arborea con 21 hectareas.

Tabla 42. Cantidad de hectáreas por sembrar según absorción de CO₂

Especie	ha
<i>Gmelina arborea</i> (Roxb)	21
<i>Vochysia guatemalensis</i> (Donn. Sm)	28
<i>Hyeronima alchorneoides</i> (Allemao)	64
<i>Vochysia ferruginea</i> (Donn. Smith)	54

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Actualmente, en Guatemala se impulsan proyectos de reforestación con el fin combatir el calentamiento global y reducir la contaminación ambiental, ya que Guatemala está perdiendo su patrimonio natural y con ello sus posibilidades de desarrollo y bienestar (Gobierno de Guatemala, 2015).

Guatemala firmó un pacto ambiental para el periodo 2016-2020. En este pacto se incluye la reforestación y la reducción de las emisiones de CO₂. Además, existen programas de reforestación como el programa nacional de reducción de emisiones (REDD+) impulsado por el Fondo Cooperativo de Carbono del Banco Mundial (Valladares, 2014).

Entre los objetivos del programa REDD++ están:

- La reducción (R) de las emisiones (E) debidas a la deforestación; (D)
- La reducción de las emisiones debidas a la degradación forestal; (D)
- La conservación de las reservas forestales de carbono; (+)
- La gestión sostenible de los bosques; (+)
- El incremento de las reservas forestales de carbono (+).

Por lo todo lo anterior, reforestar es una respuesta atractiva con el fin de reducir la huella de carbono; sin embargo, se deben seguir concentrado esfuerzos para reducir el impacto ambiental que se deriva de la operación del cine, ya que en este análisis solo se considera el sistema de aire acondicionado.

4.1.14 Análisis económico

Para satisfacer los objetivos, se calculó el costo del sistema de aire acondicionado. Se consultaron precios de las unidades paquete y los *Fan & Coil* con la empresa clima ideal. Además con base en la experiencia de Cinépolis en otros proyectos, se calculó el costo de la mano de obra e instalación junto con el cableado de control y la canalización. Los precios se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 43. Costo total del proyecto

Sistema de aire acondicionado					
No.	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
1	Equipos paquete en techo	50HC-D20A7A5-0F0A0	1	\$23.050,00	\$23.050,00
2	Equipos paquete en techo	50HC-D17A3A5-0F0A0	1	\$19.060,00	\$19.060,00
3	Equipos paquete en techo	50HC-D11A3A5-0F0A0	5	\$14.600,00	\$73.000,00
4	Condensador- evaporador	CA13NA01800GBA-FS3QX418UN00	7	\$1.705,00	\$11.935,00
5	Condensador- evaporador	CA13NA02400GBA-FS3QX424UN00	2	\$1.780,00	\$3.560,00
6	Condensador- evaporador	CA13NA06000GBA-FS3QX460UN00	1	\$2.965,00	\$2.965,00
7	Equipos extractores en techo	CRT/4-560	3	\$1.548,80	\$4.646,40
8	Cortinas de aire	CAF 48	6	\$1.483,00	\$8.898,00
9	Sistema de control	i-Vu System	1	\$4.000,00	\$4.000,00
10	Ductos + tuberías+ difusores + rejillas+ cableado+ mano de obra	ml	1	\$245.381,00	\$245.381,00
11	Izaje de equipos al techo	ml	1	\$7.507,50	\$7.507,50
12	Transporte, conexión e instalación de equipos	ml	1	\$21.997,50	\$21.997,50
				Total	\$426.000,40

Fuente: Elaboración propia (Excel)

El costo total del proyecto se aproxima a \$ 426 000,40. Para mejorar la eficiencia del sistema se propone reducir las pérdidas de energía en los ductos, utilizando ductliner de 1 in de espesor y además se reduce el ruido en los ductos. También se propone colocar economizadores que inyecten aire frío del exterior al sistema, de manera que disminuya el tiempo de operación de los equipos.

CAPÍTULO 5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Se logró determinar la carga de enfriamiento para cada recinto por climatizar en el cine.
- Se logró proyectar la carga de ventilación para los recintos que así lo requieren dentro del cine.
- Se diseñó el sistema de ductos para la inyección y retorno de aire.
- Se diseñó el sistema de ductos para el sistema de ventilación del cine.
- Se logró elaborar los planos del sistema de aire acondicionado.
- Se estima que el costo del proyecto ronda los \$426 000.
- Se calculó que el cine va a generar 644,49 TON CO₂ al año solamente por concepto de aire acondicionado.
- Se elaboró una guía básica para dar mantenimiento a los equipos de aire acondicionado.

5.2 Recomendaciones.

Todos los equipos deberían contar con certificaciones UL o ETL para garantizar el buen funcionamiento y la garantía de operación de los equipos.

Los equipos de aire acondicionado por instalar cumplirán con el estándar AHRI 1230.

Se deberá construir el sistema de ductos utilizando duct liner de 1 in de espesor al interior del ducto.

Se deberá adquirir las unidades paquete con un economizador y de esta manera aprovechar el aire frío exterior y reducir el periodo de operación de los equipos.

En los ductos de extracción de las palomeras se deberá instalar registros de limpieza para dar mantenimiento a los ductos cada seis meses.

En caso de que no se utilicen bombas de condensados se debe colocar un sifón en todas las tuberías con el fin de evitar una filtración de olores en los *Fan & Coil*.

Se recomienda el uso de silleta para la unión de la tubería de condensados y el pluvial.

Es fundamental realizar inspecciones en el periodo de ejecución y contar con registros submittal de todo lo que se va a instalar para asegurar una buena calidad en el proyecto finalizado.

Se deberá colocar monitores de fase y guardamotors en los equipos de aire acondicionado para evitar que se quemen por posibles fallas eléctricas.

Deberán realizarse pruebas de rotación de fases y sentido de giro en la alimentación de los equipos de aire acondicionado antes de su instalación.

La puesta en marcha y la conexión de los equipos de aire es preferible que sea realizada por el proveedor de los equipos, lo cual ofrece mayor garantía.

Deberían realizarse pruebas de fugas en las tuberías de refrigerante cada seis meses e instalar supresor de trasientes en la instalación eléctrica del cine.

Contratar un plan de mantenimiento por parte del proveedor.

Por último se recomienda seguir una rutina de mantenimiento como la que se describe a continuación:

Los equipos de aire acondicionado cotizados cuentan con un periodo de garantía de doce meses. Se requiere realizar rutinas de mantenimiento preventivo cada tres meses, las cuales garanticen la revisión eléctrica, mecánica y de seguridad del sistema, estas deben realizarse de acuerdo con lo recomendado por el fabricante; además, se deben hacer pruebas de fugas de refrigerante cada 6 meses.

A continuación, se detalla una lista de rutinas de mantenimiento que se deben llevar a cabo en las visitas, estas labores están basadas en folleto del curso de laboratorio de refrigeración del Ingeniero Jorge Valverde y además se utilizó una tesis de grado sobre un sistema de aire acondicionado en la torre médica del hospital México (Padilla, 2014).

Mantenimiento tuberías de refrigerante

- Se debe realizar una inspección visual en la trampa de aceite en línea de succión y de ser necesario realizar una limpieza
- Revisar continuamente el estado del aislamiento de las tuberías
- Cada seis meses revisar los anclajes y soportes de tubería
- Verificar el sellado de salidas de tubería
- Revisión de fugas de refrigerante cada seis meses.

Mantenimiento general electromecánico del sistema

- Cada seis meses se debe dar limpieza al motor de abanico

- Cada seis meses lubricar el motor de abanico
- Verificación de exceso de resistencia en rotación excéntrica o desplazamiento axial del eje motor abanico
- Verificar que la corriente de operación del abanico se encuentre dentro de los límites
- Corroborar que las aspas del abanico estén alineadas y balanceadas
- Limpieza y revisión de contactos eléctricos
- Comprobar el voltaje y el consumo eléctrico del equipo
- Revisión del sistema eléctrico propio de cada unidad, esto incluye revisión de cables eléctricos y terminales.

Mantenimiento en unidades evaporadoras

- Limpieza o sustitución de filtros de aire
- Limpieza drenajes de condensación
- Limpieza bandeja de condensación
- Limpieza de difusores y rejillas en equipos de ductos
- Revisar continuamente el estado del aislamiento de ductos y soportes
- Verificación de la programación del termostato
- Medición y verificación del caudal de aire
- Verificación del sistema eléctrico de control y potencia
- Reemplazar terminales averiadas
- Verificación de *Relays* y contactos
- Semanalmente se debe limpiar el serpentín
- Verificación del anclaje de la unidad
- Cambio de tornillos.

Mantenimiento unidades condensadoras

- Corroborar que la carga de refrigerante se encuentre en el valor que estipula el fabricante, en caso de ser necesario reponer el refrigerante
- Observación del arranque coordinado del equipo
- Revisión de presostatos de baja y alta presión
- Comprobación de la protección térmica del compresor
- Confirmación de la temperatura de succión y descarga
- Confirmación de la temperatura antes y después de colocar el filtro deshidratador
- Revisión del nivel de aceite
- Comprobación de las presiones de succión y descarga
- Repaso del sistema eléctrico de control y potencia. Se debe verificar el arranque, los cables recalentados y las terminales del compresor
- Cambio de terminales averiadas
- Limpieza del serpentín
- Verificación del anclaje de la unidad
- Cambio de tornillos que se encuentren en mal estado
- Verificación hules de soporte de la unidad y de ser necesario sustituir
- Verificación electromecánica del compresor, medición de voltaje y corriente por fase
- Revisión de bornes de compresor, cambio en caso de ser necesario.

Se debe verificar que los valores medidos se encuentren dentro de los parámetros de funcionamiento del equipo, en caso contrario es necesario corregir dichos valores según indique el fabricante. Para cada rutina se contará con registros escritos de los trabajos y estos se entregarán al encargado del Departamento de mantenimiento.

CAPÍTULO 6. Bibliografía

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (1980). *Cooling and Heating Load Calculation Manual*. Pittsburgh, Pennsylvania: ASHRAE.
- AREA. (2015). *Reglamento Europeo de gases fluorados*. Madrid: AREA.
- Arguedas, M. (2011). La Huella de Carbono del Instituto Tecnológico Costa Rica. *Revista Forestal Mesoamericana Forestal Kurú*, 51-59.
- Ashrae. (2009). *Ashrae handbook fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- Baxter, V., & et al. (1998). *Global Warming Implications of Replacing Ozone-Depleting Refrigerants*. ASHRAE Journal.
- BM. (20 de 10 de 2016). <http://datos.bancomundial.org>. Obtenido de <http://datos.bancomundial.org/indicador/EN.ATM.CO2E.PC?locations=GT>
- Carrier. (1965). *Handbook of air conditioning system desing*. New York: McGraw-Hill.
- CARRIER. (21 de 10 de 2016). <http://www.carrier.co.cr/>. Obtenido de http://www.carrier.co.cr/product_detail.cfm?product_id=23&cat_id=63&parent_id=5
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. Mexico: Mc GrawHill.
- Cinopolis. (03 de 05 de 2016). *INTRANET Cinépolis*. Obtenido de <https://intranet.cinopolis.com/SitePages/Historia.aspx>
- CNEE. (24 de 10 de 2016). www.cnee.gob.gt. Obtenido de http://www.cnee.gob.gt/wp/?page_id=242
- Comunidad de Madrid. (2007). Etiquetado Energético. *La suma de todos*.

ECOInfo. (2016). *Technica Information Bulletin SEER. ecoinfo.*

Fenercom. (2013). *Manual de manipulación de gases refrigerantes.* Madrid: FENERCOM.

Figueroa, M. (2007). *Sumideros naturales de CO2. Una estrategia sostenible entre el cambio climático y el Protocolo de Kyoto desde la perspectiva urbana y territorial.* España: Universidad de Sevilla.

Gobierno de Guatemala. (2015). *Pacto Ambiental.* Guatemala: Ministerio de Ambiente y Recurso Naturales.

Google Maps. (30 de 09 de 2016). *www.google.com.* Obtenido de <https://www.google.com/maps/place/Quezaltenango,+Guatemala/@15.1387015,-90.8544693,8.5z/data=!4m5!3m4!1s0x858e97fe3fc89d3f:0x3ba7ff011f0f000f!8m2!3d14.8520705!4d-91.5305465>

HVAC&R WORLD. (20 de 10 de 2016). *www.mundohvacr.com.mx.* Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2011/08/recuperacion-de-energia-en-la-renovacion-de-aire/>

INSIVUMEH. (28 de 04 de 2016). *http://www.insivumeh.gob.gt.* Obtenido de http://www.insivumeh.gob.gt/hidrologia/ATLAS_HIDROMETEOROLOGICO/Atlas_Climatologico/hum-rel.jpg

Instituto Nacional de Electrificación. (24 de 10 de 2016). *www.inde.gob.gt.* Obtenido de <http://www.inde.gob.gt/portal/index.php/es/ambientesresponsable>

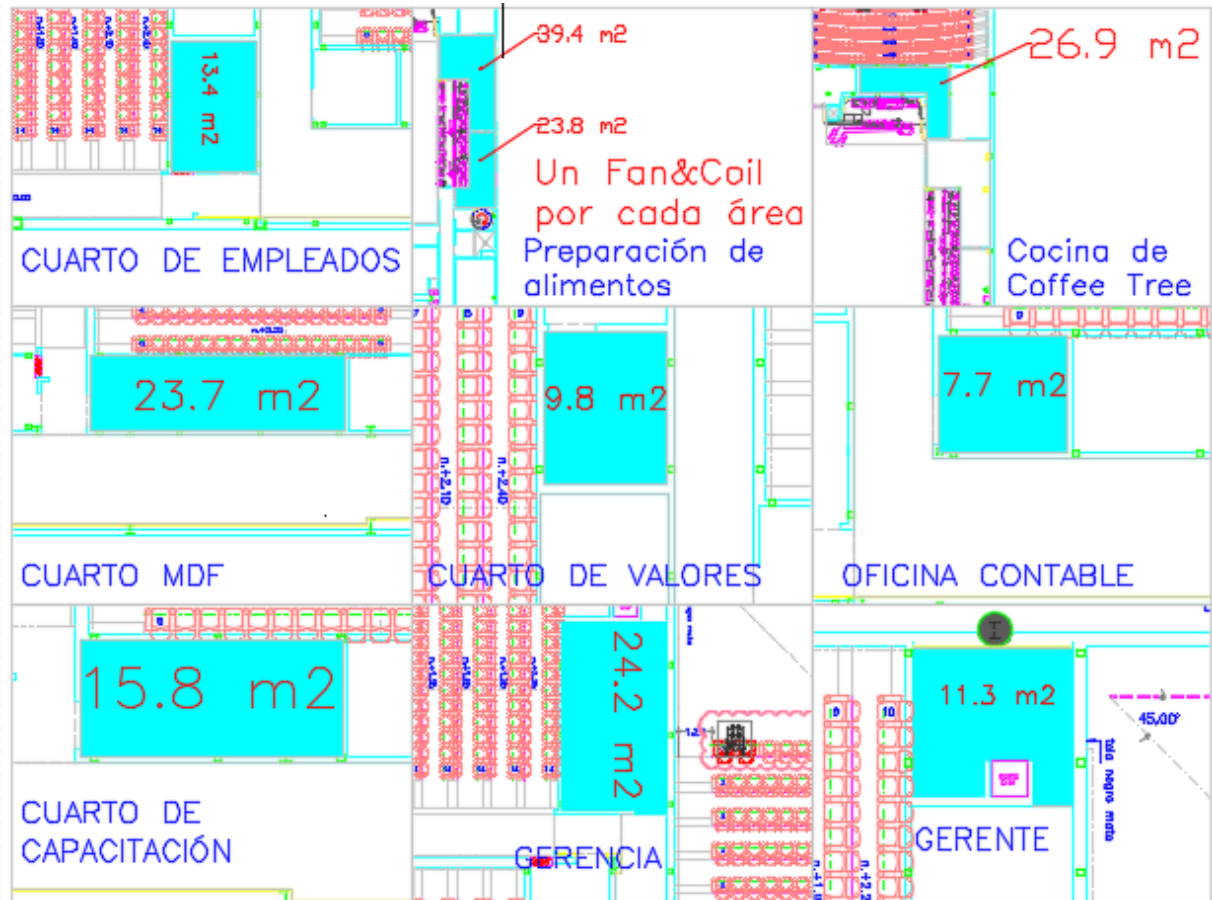
ISOVER. (24 de 10 de 2016). *www.isover.es.* Obtenido de <https://www.isover.es/productos/tuberias-armaflex-af>

- MEM. (2016). *Estadísticas Subsector eléctrico*. Guatemala: Ministerior de Energía y Minas.
- Ministerio de Agricultura, alimentación y Medio Ambiente. (2015). *Guía para el cálculo de la huella de carbono y para la elaboración de un plan de mejora de una organización*. España: Centro de Publicaciones.
- MInisterio de Ambiente y Recursos Naturales. (2015). *Documento Base del Pacto Ambiental en Guatemala*. Guatemala: Ministerio de Ambiente y Recursos Naturales.
- Morera, A. (2015). *Automatismo*. Cartago: Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Naciones Unidas. (1998). *Protocolo de Kyoto de la convención marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático*. Kyoto: Naciones Unidas.
- NERGIZA. (21 de 10 de 2016). <http://nergiza.com/>. Obtenido de <http://nergiza.com/eer-cop-seer-y-scop-midiendo-la-eficiencia-del-aire-acondicionado/>
- OVACEN. (20 de 10 de 2016). <http://ovacen.com>. Obtenido de <http://ovacen.com/recuperadores-de-calor-conceptos-basicos-y-definicion/>
- Padilla, L. (2014). *Diseño de un sistema de aire acondicionado para la torre médica del Hospital México*. Cartago: Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Pita, E. (2014). *Acondicionamiento de Aire*. CECSA.
- República de Guatemala. (2010). *Compendio de legislación ambiental*. Ciudad de Guatemala: República de Guatemala.
- República de Guatemala. (2013). *Ley de protección y mejoramiento del medio ambiente*. Ciudad de Guatemala: Repudblica de Guatemala.

- Taylor, S. (2000). Comparing Economizer Relief Systems. *ASHRAE Journal*, 33-42.
- Taylor, S. (2014). Select & Control Economizer Dampers in VAV Systems. *ASHRAE journal*, 50-56.
- Taylor, S., & Hwakong, C. (2010). Why Entalpy Economizers don't work. *ASHRAER Journal*, 1-11.
- Valladares, D. (2014). *Guatemala se abre paso a la comercialización de bonos de carbono*. Guatemala: Alliance.
- Wang, S. (1993). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. New York: MacGraw-Hill.
- WoEspaña. (28 de 04 de 2016). www.woespana.es. Obtenido de <http://www.woespana.es/weather/maps/city?LANG=es&WMO=x9577&ART=RLF&CONT=mamk&R=0&LEVEL=150®ION=0020&LAND=GU&NOREGION=1&MOD=&TMX=&TMN=&SON=&PRE=&MONAT=&OFFS=&SORT=>

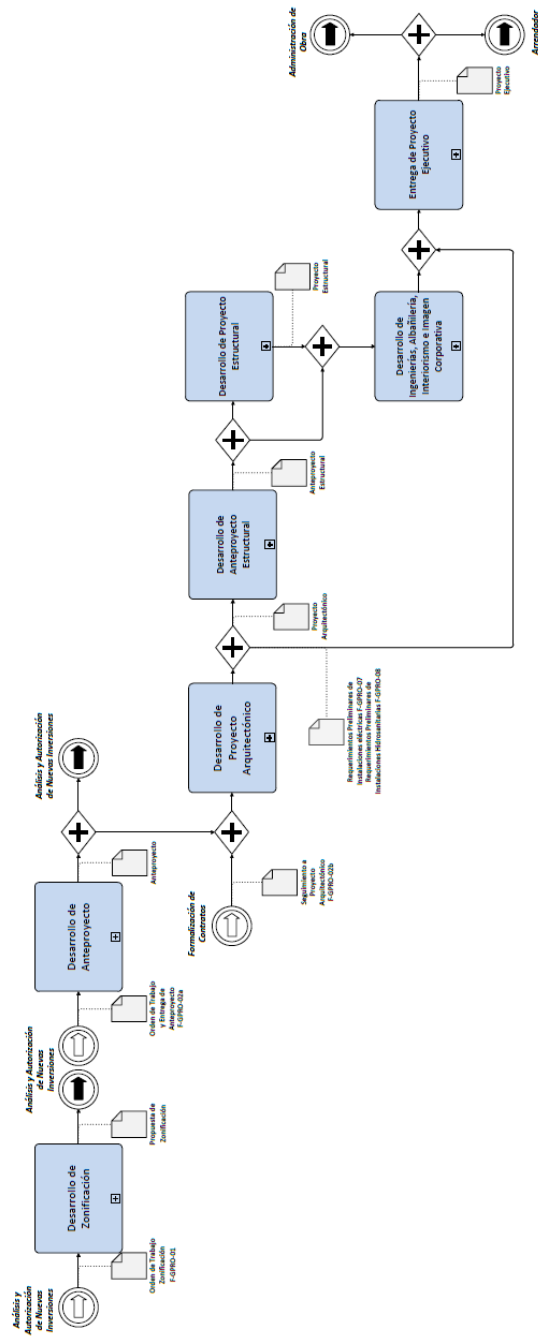
APÉNDICES

Apéndice 1. Recintos con aire acondicionado y ventilación



ANEXOS

Anexo 1. Proceso de diseño



Fuente: Cinépolis

Anexo 2. Valores respectivos de calor para personas para diferentes actividades

Table 1 Representative Rates at Which Heat and Moisture Are Given Off by Human Beings in Different States of Activity

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

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, total heat remains the same, but sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and latent heat values increased accordingly.

2. Also see Table 4, Chapter 9, for additional rates of metabolic heat generation.

3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

^aAdjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, and assumes that gain from an adult female is

85% of that for an adult male, and gain from a child is 75% of that for an adult male. ^bValues approximated from data in Table 6, Chapter 9, where *V* is air velocity with limits shown in that table.

^cAdjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^dFigure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Fuente: Página 409, ASHRAE

Anexo 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) para techos

Tabla No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² ·°F	Hora solar, h																								
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
				Sin ciclo raso suspendido																								
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3	
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (52)	52	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in (75)	75	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (18)	17	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	
				Con ciclo raso suspendido																								
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in (10)	9	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5	
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	25		
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37	
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42	
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (54)	54	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in (77)	77	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (20)	19	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	

Fuente: Pita (2014)

Anexo 5. Corrección de la DTCE por latitud y mes

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
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/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	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/Sept	-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/Sept	-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	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-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	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-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/Sept	-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
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-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
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Fuente: Pita (2014)

Anexo 6. Factor de carga interna

	Horas totales en el recinto				Horas después de cada entrada al recinto															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
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	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01
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	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
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	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04
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	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07
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	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10
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	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14
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	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20
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	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28
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	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40

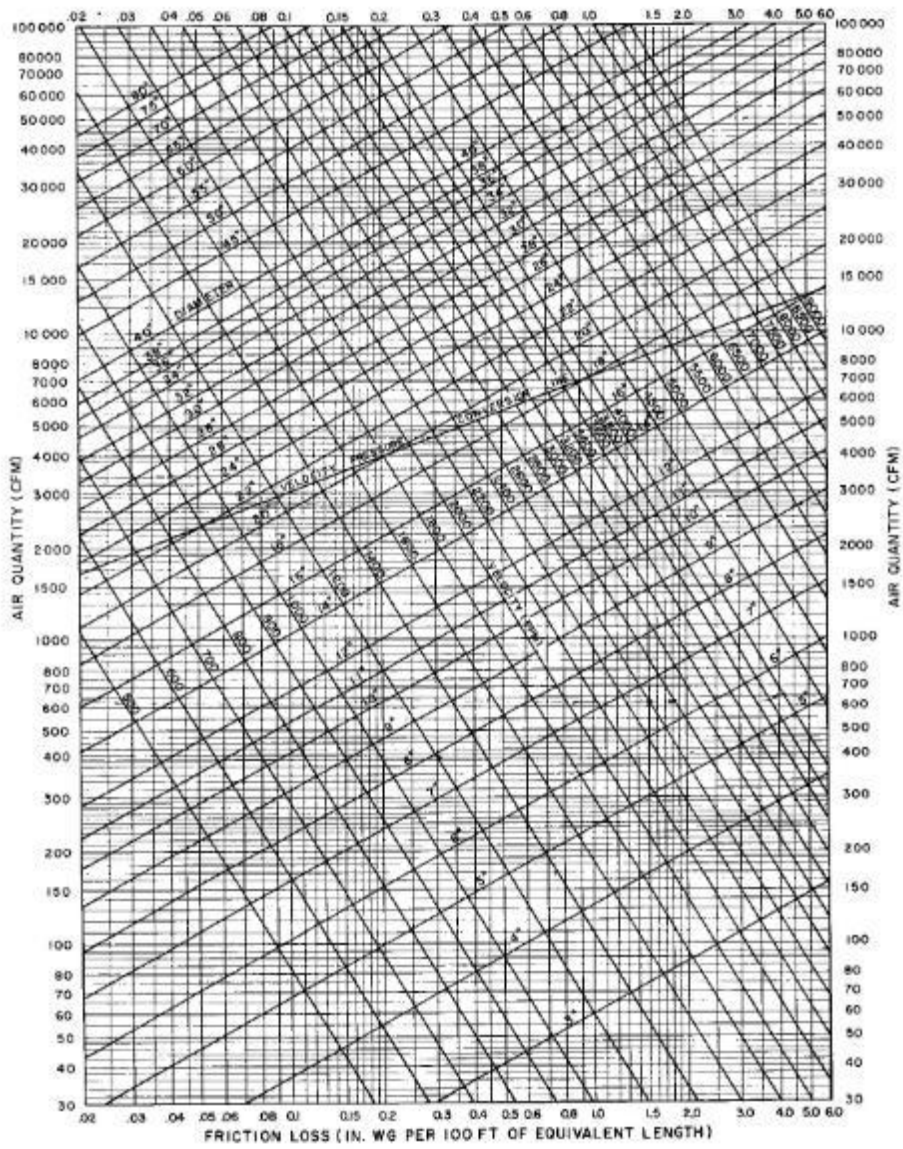
Fuente: Pita (2014)

Anexo 7. Volúmenes mínimos de aire por suplir con instalación de aire acondicionado

Tipo de local	Metros cúbicos de aire externo a suplir en el local por min y por:	
	Persona	Metro cuadrado de área del local
Apartamentos en general	0,57	
Aulas de clase en general		
Bancos (Oficinas y público)	0,28	
Barberías	0,42	
Bares	0,85	
Billares	0,85	
Boieras (Bowling)	0,85	
Boites	0,85	
Cafeterías	0,34	
Capillas funerarias	0,28	
Cervecerías	0,85	
Cocinas de restaurantes		1,219
Cocinas de viviendas		0,609
Comedores	0,57	
Comercios	1,41	
Cuartos y pasillos		0,076
Cuartos y hoteles	0,85	0,100
Despachos (Oficinas)	1,41	
Depósitos (generales)	0,21	0,015
Discotecas y similares	1,41	
Dormitorios en general		
Fábricas (ambiente laboral en general)	0,28	0,030
Farmacias (preparación de fármacos)	0,28	
Garajes		0,305
Gimnasios	0,85	
Laboratorios	0,57	
Oficinas públicas	0,42	
Oficinas privadas	0,85	0,076
Peluquerías	0,42	
Restaurantes	0,42	
Sala de conferencias	1,41	0,381
Salas y recibos	0,57	
Salas de baile	1,41	
Salas sanitarias		0,609
Salones de belleza	0,28	
Teatros y otros sitios de reunión públicos	0,21	
Tiendas por departamentos	0,21	
Viviendas en general	0,57	

Fuente: Pita (2014)

Anexo 8. Nomograma diseño de ductos.



Fuente: Carrier Air Duct Desing.

Anexo 9. Porcentaje de área para mantener presión constante

TABLE 13—PERCENT SECTION AREA IN BRANCHES FOR MAINTAINING EQUAL FRICTION

CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %	CFM CAPACITY %	DUCT AREA %
1	2.0	26	33.5	51	59.0	76	81.0
2	3.5	27	34.5	52	60.0	77	82.0
3	5.5	28	35.5	53	61.0	78	83.0
4	7.0	29	36.5	54	62.0	79	84.0
5	9.0	30	37.5	55	63.0	80	84.5
6	10.5	31	39.0	56	64.0	81	85.5
7	11.5	32	40.0	57	65.0	82	86.0
8	13.0	33	41.0	58	65.5	83	87.0
9	14.5	34	42.0	59	66.5	84	87.5
10	16.5	35	43.0	60	67.5	85	88.5
11	17.5	36	44.0	61	68.0	86	89.5
12	18.5	37	45.0	62	69.0	87	90.0
13	19.5	38	46.0	63	70.0	88	90.5
14	20.5	39	47.0	64	71.0	89	91.5
15	21.5	40	48.0	65	71.5	90	92.0
16	23.0	41	49.0	66	72.5	91	93.0
17	24.0	42	50.0	67	73.5	92	94.0
18	25.0	43	51.0	68	74.5	93	94.5
19	26.0	44	52.0	69	75.5	94	95.0
20	27.0	45	53.0	70	76.5	95	96.0
21	28.0	46	54.0	71	77.0	96	96.5
22	29.5	47	55.0	72	78.0	97	97.5
23	30.5	48	56.0	73	79.0	98	98.0
24	31.5	49	57.0	74	80.0	99	99.0
25	32.5	50	58.0	75	80.5	100	100.0

Fuente: Carrier Air Duct Desing.

Anexo 10. Condiciones del aire en el exterior. Software Trane HDPsyChart

The screenshot shows the 'Psychrometric Processes' software window. At the top, there is a toolbar with buttons for 'Apply', 'Add Point', 'Delete', a grid icon, 'Help', and 'Close'. Below the toolbar is a table with the following data:

POINT	LABEL	AIR FLOW	UOM	PROCESS	GVEN
▶ Exterior	AR	1000	STD CFM	Add State Point	POINT

Below the table is a large empty area for a psychrometric chart. To the right of this area is a 'Current Point' summary panel with the following values:

Current Point	
DB	84,92
RH	75
Air Flow	1000
DB	84,920
WB	78,351
RH	75,0
W	136,9
v	14,155
h	41,874
DP	76,109
d	0,0721
vp	0,9086
AW	9,674

Anexo 11. Requisitos de ventilación para ocupantes

	Personas estimadas por 100 ft ² de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
RESIDENCIAL			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
COMERCIAL			
Sanitarios públicos	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Peluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestibulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permitido fumar)	150	10	10-20
Boliches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
INSTITUCIONAL			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10-15
Auditorios	150	5	5-7.5
Gimnasios		20	25-30
Bibliotecas	20	7	10-12
Vestidores	20	30	40-50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15-20
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	—	20	—

Fuente: Pita (2014)

Anexo 12. Potencia de iluminación para diferentes instalaciones

Table 2 Lighting Power Densities Using Space-by-Space Method

Common Space Types*	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types	LPD, W/ft ²
Office enclosed	1.1	Gymnasium/exercise center	
Office open plan	1.1	Playing Area	1.4
Conference/meeting/multipurpose	1.3	Exercise Area	0.9
Classroom/lecture/training	1.4	Courthouse/police station/penitentiary	
For penitentiary	1.3	Courtroom	1.9
Lobby	1.3	Confinement cells	0.9
For hotel	1.1	Judges' chambers	1.3
For performing arts theater	3.3	Fire Stations	
For motion picture theater	1.1	Engine room	0.8
Audience/seating Area	0.9	Sleeping quarters	0.3
For gymnasium	0.4	Post office sorting area	1.2
For exercise center	0.3	Convention center exhibit space	1.3
For convention center	0.7	Library	
For penitentiary	0.7	Card file and cataloging	1.1
For religious buildings	1.7	Stacks	1.7
For sports arena	0.4	Reading area	1.2
For performing arts theater	2.6	Hospital	
For motion picture theater	1.2	Emergency	2.7
For transportation	0.5	Recovery	0.8
Atrium first three floors	0.6	Nurses' station	1.0
Atrium each additional floor	0.2	Exam/treatment	1.5
Lounge/recreation	1.2	Pharmacy	1.2
For hospital	0.8	Patient room	0.7
--	--	--	--

Fuente: ASHRAE

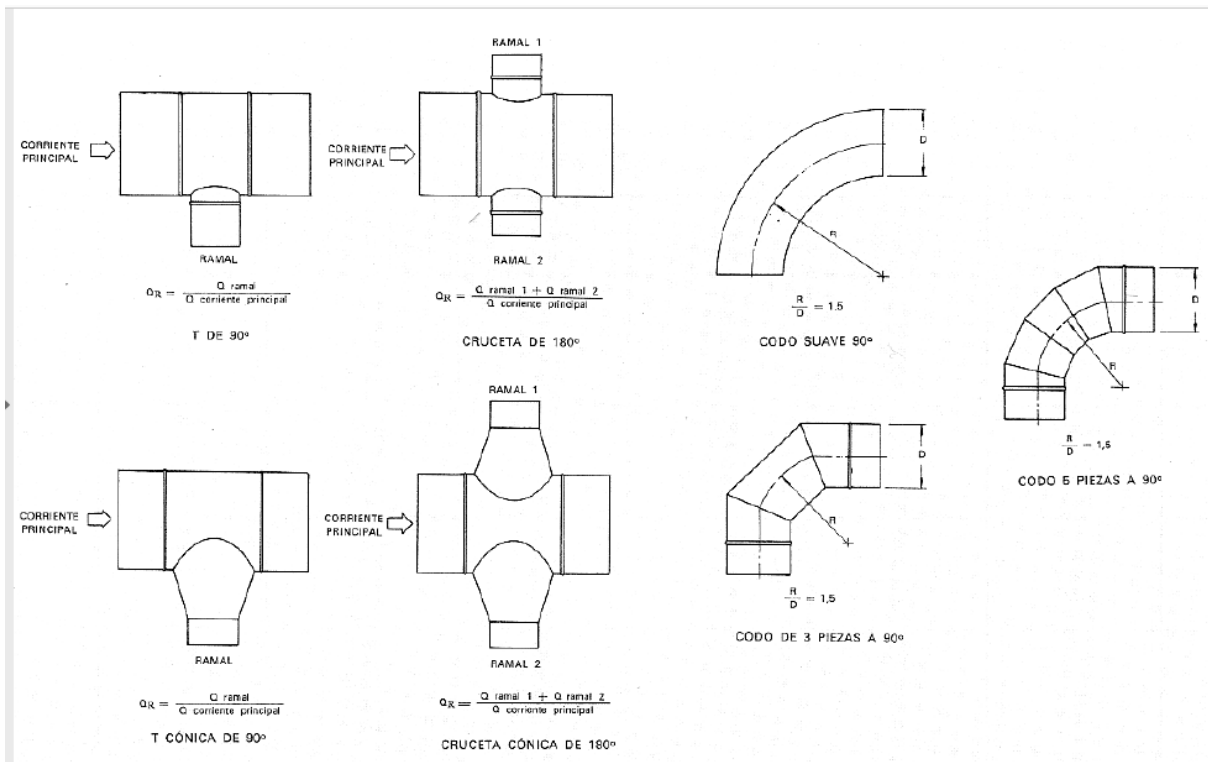
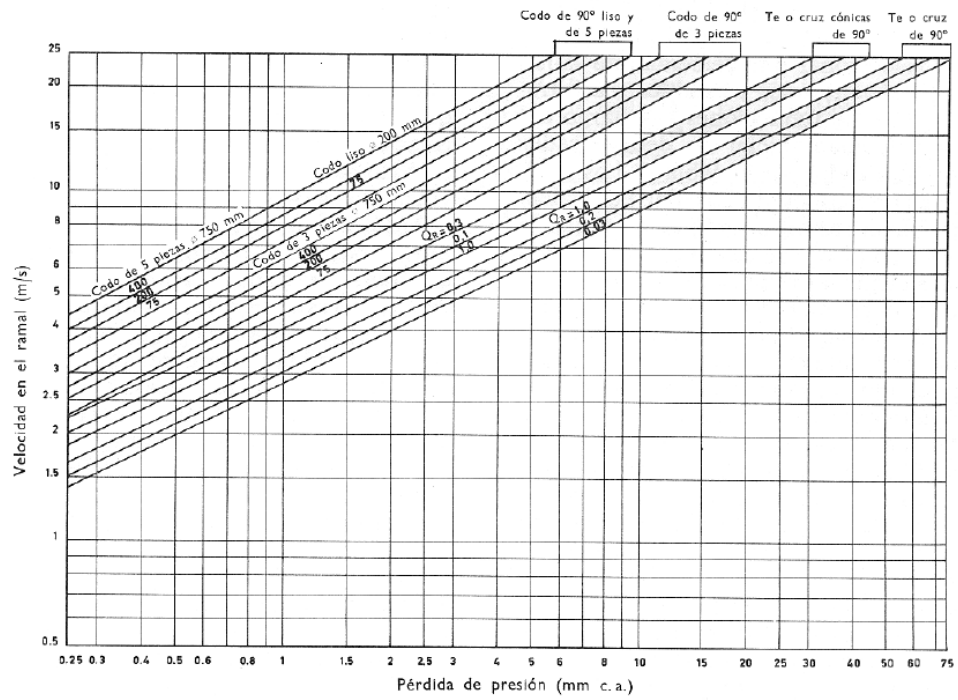
Anexo 13. Velocidades sugeridas en sistemas de acondicionamiento de aire con baja velocidad

TABLA 8.11. VELOCIDADES SUGERIDAS EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON BAJA VELOCIDAD

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior ^a	500	500	500	800	900	1200
Filtros ^a	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento ^a	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

Fuente: Pita (2014)

Anexo 14. Pérdidas por accesorios en ductos



Anexo 15. Diagrama de molier para el refrigerante R410A

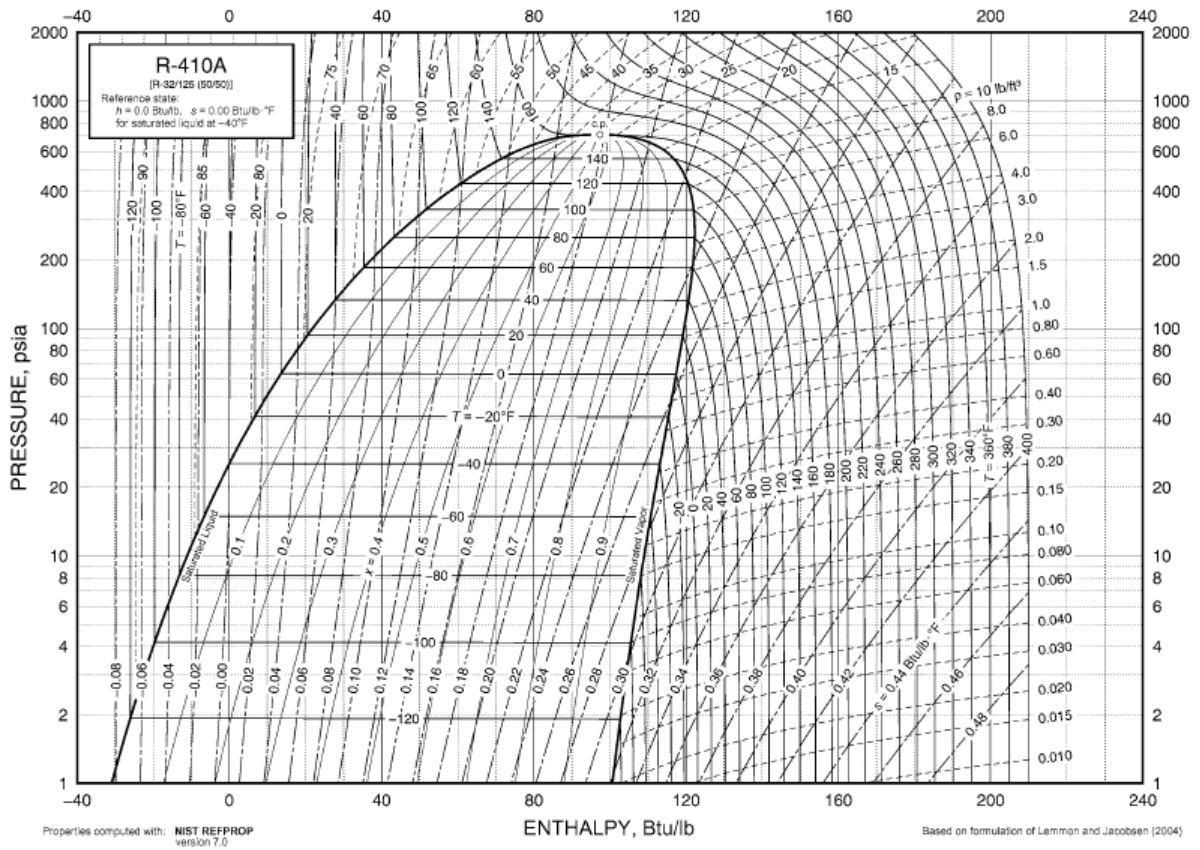


Fig. 14 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 410A

Fuente: ASHRAE

Anexo 16. Propiedades termodinámicas del refrigerante R410A

Thermophysical Properties of Refrigerants

30.31

Refrigerant 410A [R-32/125 (50/50)] Properties of Liquid on Bubble Line and Vapor on Dew Line

Pres- sure, psia	Temp., °F		Density, lb/ft ³		Volume, ft ³ /lb		Enthalpy, Btu/lb		Entropy, Btu/lb·°F		Specific Heat c _p , Btu/lb·°F			Vel. of Sound, ft/s		Viscosity, lb _m /ft·h		Thermal Cond., Btu/h·ft·°F		Surface Tension, dyne/cm	Pres- sure, psia
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
1	-135.16	-134.98	92.02	47.6458	-30.90	100.82	-0.08330	0.32188	0.3215	0.1568	1.228	33.69	518.6	1.795	0.0196	0.1043	0.00421	25.62	1		
1.5	-126.03	-125.87	91.10	32.5774	-27.97	101.90	-0.07439	0.31477	0.3212	0.1600	1.227	32.87	524.5	1.605	0.0201	0.1023	0.00431	24.64	1.5		
2	-119.18	-119.02	90.41	24.8810	-25.76	102.86	-0.06786	0.30981	0.3213	0.1626	1.227	32.26	528.7	1.483	0.0205	0.1008	0.00439	23.91	2		
2.5	-113.63	-113.48	89.84	20.1891	-23.98	103.63	-0.06267	0.30602	0.3214	0.1648	1.228	31.76	531.9	1.394	0.0208	0.0996	0.00446	23.32	2.5		
3	-108.94	-108.78	89.36	17.0211	-22.47	104.27	-0.05834	0.30296	0.3216	0.1668	1.228	31.35	534.6	1.325	0.0211	0.0985	0.00451	22.82	3		
4	-101.22	-101.07	88.57	13.0027	-19.98	105.33	-0.05133	0.29820	0.3221	0.1703	1.229	30.66	538.8	1.222	0.0216	0.0968	0.00461	22.01	4		
5	-94.94	-94.80	87.92	10.5514	-17.96	106.18	-0.04574	0.29455	0.3226	0.1733	1.230	30.10	542.0	1.148	0.0219	0.0954	0.00469	21.35	5		
6	-89.63	-89.48	87.36	8.8953	-16.24	106.89	-0.04107	0.29162	0.3231	0.1760	1.232	29.63	544.6	1.090	0.0223	0.0942	0.00476	20.80	6		
7	-84.98	-84.84	86.87	7.6992	-14.74	107.50	-0.03704	0.28916	0.3236	0.1785	1.233	29.22	546.7	1.043	0.0225	0.0931	0.00482	20.32	7		
8	-80.85	-80.71	86.44	6.7935	-13.40	108.05	-0.03349	0.28705	0.3241	0.1807	1.234	28.85	548.5	1.003	0.0228	0.0922	0.00488	19.90	8		
10	-73.70	-73.56	85.67	5.5105	-11.08	108.97	-0.02743	0.28356	0.3251	0.1848	1.237	28.21	551.5	0.940	0.0232	0.0905	0.00498	19.16	10		
12	-67.62	-67.48	85.02	4.6434	-9.10	109.75	-0.02235	0.28075	0.3261	0.1884	1.240	27.67	553.8	0.891	0.0235	0.0891	0.00507	18.55	12		
14	-62.31	-62.16	84.44	4.0168	-7.36	110.42	-0.01795	0.27840	0.3270	0.1917	1.243	27.20	555.6	0.850	0.0238	0.0879	0.00515	18.01	14		
14.70 ^b	-60.60	-60.46	84.26	3.8375	-6.80	110.63	-0.01655	0.27766	0.3274	0.1928	1.244	27.04	556.2	0.838	0.0239	0.0875	0.00517	17.84	14.7		
16	-57.56	-57.42	83.93	3.5423	-5.80	111.01	-0.01407	0.27638	0.3279	0.1947	1.245	26.77	557.1	0.817	0.0241	0.0868	0.00522	17.53	16		
18	-53.27	-53.13	83.45	3.1699	-4.39	111.54	-0.01059	0.27461	0.3288	0.1975	1.248	26.39	558.4	0.788	0.0244	0.0858	0.00528	17.10	18		
20	-49.34	-49.19	83.02	2.8698	-3.09	112.01	-0.00743	0.27305	0.3297	0.2002	1.251	26.03	559.4	0.763	0.0246	0.0849	0.00535	16.71	20		
22	-45.70	-45.56	82.61	2.6225	-1.89	112.45	-0.00452	0.27164	0.3305	0.2027	1.254	25.71	560.3	0.740	0.0248	0.0841	0.00540	16.35	22		
24	-42.32	-42.18	82.23	2.4151	-0.77	112.85	-0.00184	0.27036	0.3313	0.2050	1.256	25.40	561.1	0.720	0.0250	0.0833	0.00546	16.02	24		
26	-39.15	-39.01	81.87	2.2386	0.28	113.22	0.00067	0.26919	0.3321	0.2073	1.259	25.12	561.7	0.702	0.0252	0.0826	0.00551	15.71	26		
28	-36.17	-36.02	81.54	2.0865	1.27	113.56	0.00301	0.26811	0.3329	0.2094	1.261	24.85	562.3	0.686	0.0254	0.0819	0.00556	15.42	28		
30	-33.35	-33.20	81.21	1.9540	2.22	113.88	0.00522	0.26711	0.3337	0.2115	1.264	24.59	562.7	0.671	0.0255	0.0813	0.00561	15.14	30		
32	-30.68	-30.53	80.90	1.8375	3.11	114.19	0.00730	0.26617	0.3345	0.2135	1.267	24.35	563.1	0.657	0.0257	0.0806	0.00565	14.88	32		
34	-28.13	-27.98	80.61	1.7343	3.97	114.47	0.00928	0.26530	0.3352	0.2154	1.269	24.12	563.4	0.644	0.0258	0.0801	0.00570	14.63	34		
36	-25.69	-25.54	80.33	1.6422	4.79	114.74	0.01116	0.26448	0.3360	0.2173	1.272	23.90	563.7	0.632	0.0260	0.0795	0.00574	14.40	36		
38	-23.36	-23.20	80.05	1.5594	5.57	115.00	0.01296	0.26371	0.3367	0.2191	1.274	23.68	563.9	0.621	0.0261	0.0790	0.00578	14.17	38		
40	-21.12	-20.96	79.79	1.4847	6.33	115.24	0.01467	0.26297	0.3374	0.2208	1.277	23.48	564.1	0.610	0.0262	0.0785	0.00582	13.96	40		
42	-18.96	-18.81	79.54	1.4168	7.06	115.47	0.01632	0.26228	0.3382	0.2226	1.279	23.28	564.3	0.600	0.0264	0.0780	0.00586	13.75	42		
44	-16.89	-16.73	79.29	1.3549	7.76	115.69	0.01791	0.26162	0.3389	0.2242	1.282	23.09	564.4	0.591	0.0265	0.0775	0.00589	13.55	44		
46	-14.88	-14.73	79.05	1.2982	8.45	115.90	0.01943	0.26098	0.3396	0.2259	1.284	22.91	564.4	0.582	0.0266	0.0771	0.00593	13.36	46		
48	-12.94	-12.79	78.82	1.2460	9.11	116.10	0.02090	0.26038	0.3403	0.2275	1.287	22.73	564.5	0.574	0.0267	0.0766	0.00597	13.18	48		
50	-11.07	-10.91	78.59	1.1979	9.75	116.30	0.02232	0.25980	0.3410	0.2290	1.289	22.56	564.5	0.566	0.0268	0.0762	0.00600	13.00	50		
55	-6.62	-6.45	78.05	1.0925	11.27	116.75	0.02568	0.25845	0.3427	0.2328	1.295	22.15	564.4	0.547	0.0271	0.0752	0.00610	12.58	55		
60	-2.46	-2.30	77.54	1.0040	12.70	117.16	0.02880	0.25722	0.3445	0.2365	1.301	21.76	564.2	0.530	0.0273	0.0743	0.00619	12.20	60		
65	1.43	1.60	77.06	0.9287	14.05	117.53	0.03171	0.25610	0.3462	0.2400	1.308	21.40	563.9	0.515	0.0275	0.0734	0.00628	11.83	65		
70	5.10	5.27	76.60	0.8638	15.33	117.88	0.03444	0.25505	0.3478	0.2434	1.314	21.05	563.5	0.502	0.0278	0.0726	0.00636	11.49	70		

75	8.58	8.75	76.15	0.8073	16.54	118.20	0.03702	0.25408	0.3495	0.2467	1.320	2073	563.0	0.489	0.0280	0.0719	0.00645	11.17	75
80	11.88	12.06	75.73	0.7576	17.70	118.49	0.03946	0.25316	0.3512	0.2499	1.326	2042	562.4	0.477	0.0282	0.0711	0.00653	10.87	80
85	15.03	15.21	75.32	0.7135	18.81	118.77	0.04178	0.25231	0.3528	0.2531	1.333	2012	561.8	0.467	0.0284	0.0704	0.00661	10.59	85
90	18.05	18.22	74.93	0.6742	19.88	119.02	0.04400	0.25149	0.3545	0.2562	1.339	1983	561.2	0.457	0.0285	0.0698	0.00669	10.31	90
95	20.93	21.11	74.54	0.6389	20.91	119.26	0.04611	0.25072	0.3561	0.2592	1.345	1956	560.4	0.447	0.0287	0.0692	0.00677	10.05	95
100	23.71	23.89	74.17	0.6070	21.90	119.48	0.04815	0.24999	0.3578	0.2622	1.352	1929	559.7	0.438	0.0289	0.0685	0.00684	9.80	100
110	28.96	29.14	73.46	0.5515	23.79	119.89	0.05198	0.24862	0.3611	0.2681	1.365	1879	558.1	0.422	0.0292	0.0674	0.00700	9.34	110
120	33.86	34.05	72.78	0.5051	25.57	120.24	0.05555	0.24736	0.3644	0.2738	1.378	1832	556.3	0.407	0.0295	0.0664	0.00715	8.91	120
130	38.46	38.65	72.13	0.4655	27.25	120.56	0.05890	0.24618	0.3678	0.2795	1.392	1787	554.5	0.394	0.0298	0.0654	0.00730	8.50	130
140	42.80	42.99	71.51	0.4314	28.85	120.83	0.06205	0.24508	0.3712	0.2852	1.406	1744	552.6	0.381	0.0301	0.0645	0.00745	8.13	140
150	46.91	47.11	70.90	0.4016	30.38	121.08	0.06503	0.24403	0.3746	0.2908	1.420	1704	550.6	0.370	0.0304	0.0636	0.00760	7.78	150
160	50.82	51.02	70.32	0.3755	31.85	121.29	0.06787	0.24304	0.3781	0.2965	1.435	1666	548.6	0.360	0.0306	0.0628	0.00775	7.44	160
170	54.56	54.76	69.75	0.3523	33.27	121.48	0.07057	0.24210	0.3816	0.3022	1.451	1629	546.5	0.350	0.0309	0.0620	0.00791	7.13	170
180	58.13	58.33	69.20	0.3316	34.63	121.65	0.07316	0.24119	0.3851	0.3080	1.467	1593	544.4	0.341	0.0311	0.0612	0.00807	6.83	180
190	61.55	61.76	68.66	0.3130	35.95	121.79	0.07565	0.24031	0.3888	0.3139	1.483	1559	542.2	0.332	0.0314	0.0605	0.00823	6.55	190
200	64.84	65.05	68.13	0.2982	37.22	121.91	0.07804	0.23946	0.3925	0.3200	1.500	1526	540.0	0.324	0.0317	0.0598	0.00839	6.28	200
220	71.07	71.28	67.10	0.2669	39.67	122.09	0.08258	0.23783	0.4001	0.3325	1.537	1462	535.6	0.309	0.0321	0.0585	0.00873	5.77	220
240	76.89	77.10	66.11	0.2424	41.99	122.20	0.08683	0.23628	0.4081	0.3457	1.576	1403	531.0	0.296	0.0326	0.0573	0.00908	5.31	240
260	82.35	82.57	65.14	0.2215	44.21	122.25	0.09084	0.23478	0.4165	0.3599	1.619	1346	526.3	0.283	0.0330	0.0562	0.00945	4.88	260
280	87.51	87.73	64.19	0.2034	46.34	122.24	0.09464	0.23333	0.4255	0.3751	1.665	1293	521.5	0.272	0.0335	0.0552	0.00983	4.48	280
300	92.40	92.61	63.26	0.1876	48.40	122.18	0.09827	0.23190	0.4350	0.3915	1.716	1241	516.6	0.261	0.0340	0.0542	0.01024	4.11	300
320	97.04	97.26	62.34	0.1736	50.38	122.07	0.10175	0.23049	0.4452	0.4094	1.772	1191	511.6	0.251	0.0345	0.0533	0.01067	3.76	320
340	101.48	101.69	61.42	0.1613	52.31	121.91	0.10509	0.22909	0.4564	0.4290	1.833	1143	506.6	0.242	0.0350	0.0524	0.01113	3.44	340
360	105.71	105.93	60.52	0.1501	54.19	121.70	0.10832	0.22769	0.4685	0.4507	1.901	1097	501.4	0.233	0.0355	0.0515	0.01162	3.13	360
380	109.78	109.99	59.61	0.1401	56.03	121.44	0.11145	0.22629	0.4820	0.4747	1.977	1051	496.2	0.225	0.0361	0.0507	0.01214	2.85	380
400	113.68	113.89	58.70	0.1310	57.83	121.13	0.11450	0.22488	0.4971	0.5016	2.063	1007	490.9	0.217	0.0366	0.0499	0.01271	2.58	400
450	122.82	123.01	56.39	0.1114	62.23	120.14	0.12182	0.22124	0.5443	0.5857	2.333	900	477.2	0.198	0.0381	0.0481	0.01433	1.96	450
500	131.19	131.38	53.97	0.0952	66.54	118.80	0.12888	0.21732	0.6143	0.7083	2.728	795	462.8	0.181	0.0399	0.0465	0.01636	1.44	500
550	138.93	139.09	51.32	0.0814	70.89	117.02	0.13590	0.21295	0.7303	0.9059	3.367	692	447.5	0.164	0.0421	0.0451	0.01902	0.98	550
600	146.12	146.25	48.24	0.0690	75.47	114.59	0.14320	0.20777	0.9603	1.2829	4.579	588	431.0	0.147	0.0450	0.0440	0.02275	0.59	600
692.78 ^c	158.40	158.40	34.18	0.0293	90.97	90.97	0.16781	0.16781	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.00	692.78

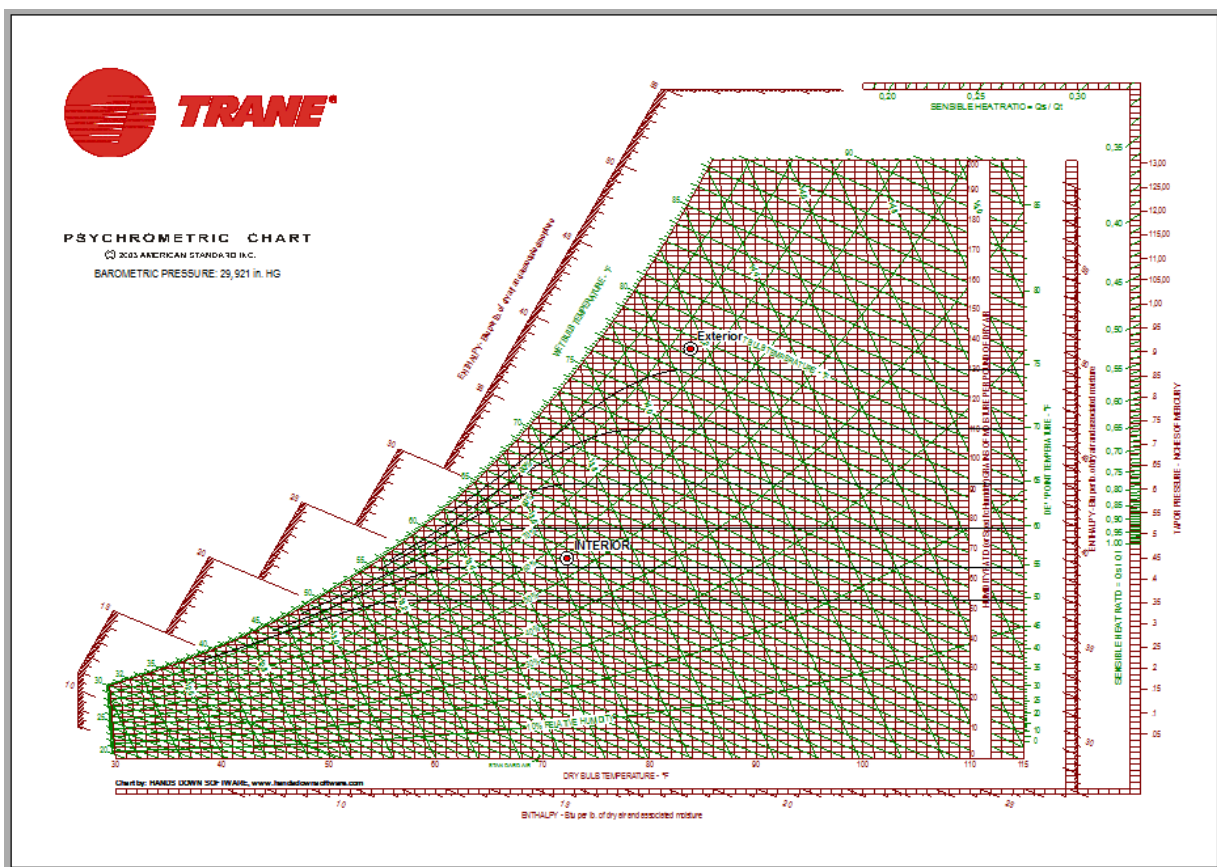
*Temperatures on ITS-90 scale

^bBubble and dew points at one standard atmosphere

^cCritical point

Fuente: ASHRAE

Anexo 17. Condiciones interiores y exteriores de diseño en la carta psicrométrica



Fuente: Trane

Anexo 18. Decibeles admitidos según el recinto

Tabla para el Cálculo de la Intensidad Limitada en ciertos Lugares

Sones DBA

1.3-4	32-48	Residencias (rurales y sub-urbanas)
1.7-5	36-51	Salones de Conferencia
2-6	38-54	Cuartos de Hoteles, Bibliotecas, Cines, Oficinas Ejecutivas
2.5-8	41-58	Escuelas y Salones de Clase, Pabellones de Hospitales y Salas de Operaciones
3-9	44-60	Corte de Justicia, Museos, Apartamentos, Residencias Urbanas

4-12	48-64	Restaurantes, Sala de Espera, Oficinas Generales, Bancos
5-15	51-67	Pasillos y Corredores, Salón Bar, Cuarto de Baños y Tocadores
7-21	56-72	Cocinas de Hoteles y Lavandería Supermercados
12-36	64-80	Maquinaria Ligera, Líneas de Ensamble
15-50	67-84	Tienda de Maquinarias
25-60	74-87	Maquinaria Pesada

De la Publicación AMCA 302 (Aplicación de los Valores de Sones para Equipos de Ventilación sin Ductos con similitudes de Lugares-Sone-dBA).

Fuente: Apuntes del curso de Laboratorio de turbomáquinas

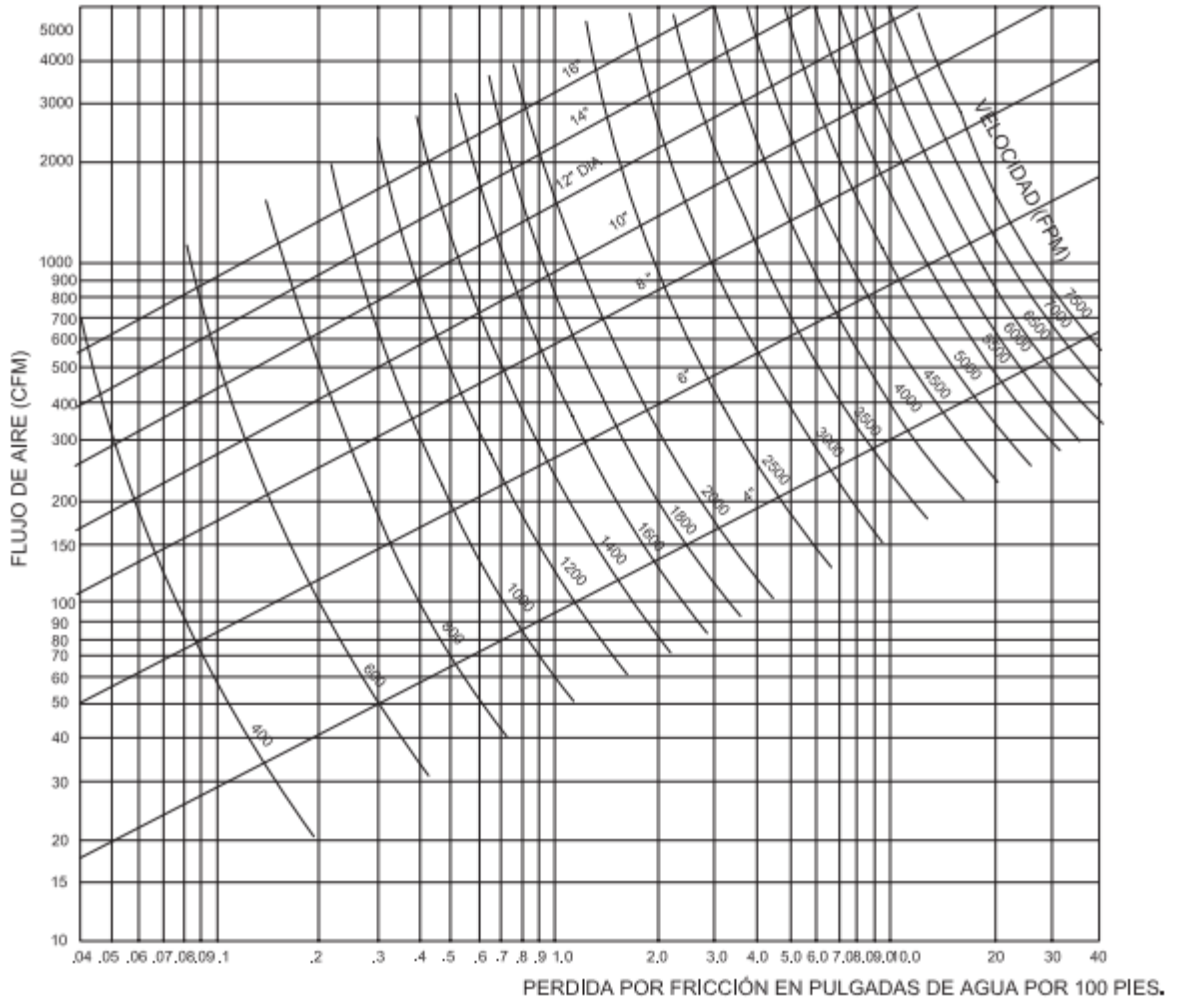
Anexo 19. Valores de cambios de aire por minuto para diferentes recintos

Area	Cambio/Minutos	Area	Cambio/Minutos	Area	Cambio/Minutos
Pasillo	3-10	Salón de Baile	3-7	Tienda de Maquinaria	3-6
Atico	2-4	Comedor	4-8	Fabrica de papel	3-8
Auditorio	3-10	Tintorería	2-5	Oficina	2-8
Panadería	2-3	Cuarto de Maquinas	1-3	Empacadora	2-5
Bar	2-4	Fabrica	2-7	Cabina de Proyección	1-2
Establo	12-18	Fundición	1-5	Cuarto de Recreación	2-8
Cuarto de Calefacción	1-3	Taller	2-10	Residencia	2-6
Club de Boliche	3-7	Cuarto de Generadores	2-5	Restaurante	5-10
Cafetería	3-5	Gimnasio	3-8	Cuarto de Baño	5-7
Iglesia	4-10	Cocina	1-5	Tienda	3-7
Salón de Clases	4-6	Laboratorio	2-5	Salón de Espera	1-5
Salón para Clubes	3-7	Lavandería	2-4	Almacén	3-10

Fuente: Apuntes del curso de turbomáquinas

Anexo 20. Diámetro de ducto flexible

PERDIDA POR FRICCIÓN EN TRAMOS RECTOS



. Fuente: Vermont

Anexo 21. Tarifas vigentes en Guatemala


RESOLUCIÓN	CNEE-199-2016 CNEE-200-2016
Tarifa: Social - TS	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	10.246778
Cargo por Energía (Q/kWh)	1.139051
Tarifa: Baja Tension Simple - BTS	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	10.246778
Cargo por Energía (Q/kWh)	1.131823
Tarifa: Baja Tension con demanda fuera de punta - BTDFp	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	235.675899
Cargo Unitario por Energía (Q/kWh)	0.735016
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW-mes)	23.580651
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	29.227522
Tarifa: Baja Tension con demanda en punta - BTDP	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	235.675899
Cargo Unitario por Energía (Q/kWh)	0.726524
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW-mes)	51.543939
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	78.361362
Tarifa: Media Tension con demanda fuera de punta - MTDfp	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	819.742258
Cargo Unitario por Energía (Q/kWh)	0.685923
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW-mes)	27.203517
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	12.084879
Tarifa: Media Tension con demanda en punta - MTDp	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	819.742258
Cargo Unitario por Energía (Q/kWh)	0.680731
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW-mes)	25.321693
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	12.385439
Tarifa: Baja Tension Horaria - BTH	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	235.675899
Cargo Unitario por Energía en Punta (Q/kWh)	0.73022
Cargo Unitario por Energía Intermedia (Q/kWh)	0.751103
Cargo Unitario por Energía en Valle (Q/kWh)	0.672158
Cargo Unitario por Potencia de Punta (Q/kW-mes)	28.307452
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	42.100553
Tarifa: Media Tension Horaria - MTH	Valor
Cargo por Consumidor (Q/usuario-mes)	819.742258
Cargo Unitario por Energía en Punta (Q/kWh)	0.684167
Cargo Unitario por Energía Intermedia (Q/kWh)	0.703878
Cargo Unitario por Energía en Valle (Q/kWh)	0.629364
Cargo Unitario por Potencia de Punta (Q/kW-mes)	28.418511
Cargo Unitario por Potencia Contratada (Q/kW-mes)	14.194497
Tarifa: Alumbrado público - AP	Valor
Cargo Unitario por Energía (Q/kWh)	1.207302
Tarifa: Peaje en función de transportista Baja Tension - PBT	Valor
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía en Punta (Q/kWh)	0.053814
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía Intermedia (Q/kWh)	0.055368
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía en Valle (Q/kWh)	0.049492
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW)	79.811292
Tarifa: Peaje en función de transportista Media Tension - PMT	Valor
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía en Punta (Q/kWh)	0.013235
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía Intermedia (Q/kWh)	0.013617
Cargo Unitario por Pérdidas de Energía en Valle (Q/kWh)	0.012172
Cargo Unitario por Potencia Máxima (Q/kW)	23.861799

Fuente CNEE.

Anexo 22. Tipo de cambio octubre-noviembre

Tipo de Cambio: Del 01/10/2016 al 01/11/2016	
Dólares de EE.UU.	
Fecha	TCR ^{1/}
1/10/2016	7.52067
2/10/2016	7.52067
3/10/2016	7.51952
4/10/2016	7.51245
5/10/2016	7.51114
6/10/2016	7.50508
7/10/2016	7.49520
8/10/2016	7.49520
9/10/2016	7.49520
10/10/2016	7.48385
11/10/2016	7.47492
12/10/2016	7.47492
13/10/2016	7.46923
14/10/2016	7.47152
15/10/2016	7.47152
16/10/2016	7.47152
17/10/2016	7.47912
18/10/2016	7.47579
19/10/2016	7.48938
20/10/2016	7.48938
21/10/2016	7.49132
22/10/2016	7.49132
23/10/2016	7.49132
24/10/2016	7.49960
25/10/2016	7.50335
26/10/2016	7.52313
27/10/2016	7.53090
28/10/2016	7.52554
29/10/2016	7.52554
30/10/2016	7.52554
31/10/2016	7.51560
1/11/2016	7.51560

Valores expresados en Quetzales
^{1/} Tipo de Cambio de referencia calculado conforme resolución JM-126-2006

 Archivo en formato EXCEL

Fuente: Banco Central de Guatemala