

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEC | Tecnológico
de Costa Rica



Diseño de un Sistema de Agua Helada para el Bloque Quirúrgico de un Hospital en
Turrialba, según la normativa ASHRAE

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el título de Ingeniero en Mantenimiento
Industrial, grado Licenciatura

Bruno Arnoldo Sardi Villalobos

Cartago, junio, 2019



CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 31 de mayo del 2019

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Bruno Arnoldo Sardi Villalobos

carné No. 201220101, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 5 de junio del 2019, con el título Diseño de un Sistema de Agua Helada para el Bloque Quirúrgico de un Hospital en Turrialba, según la Normativa ASHRAE

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:



Correo electrónico:

br1sarvi@gmail.com

Cédula No.:

1-1553-0020

Datos personales

Nombre completo: Bruno Arnoldo Sardi Villalobos

Número de cédula: 115530020

Número de carné: 201220101

Número de teléfono: 8605 9136

Correo electrónico: sardi.villa@gmail.com

Dirección exacta de domicilio: 125 m norte de la Iglesia Católica de Villa Esperanza, Pavas, San José.

Datos de la Empresa

Nombre: Clima Ideal, S.A.

Actividad Principal: Diseño y ejecución de sistemas de climatización artificial.

Dirección: Calle Costa Rica, Zona Industrial, Pavas, San José.

Contacto: Ing. Whallem Hernández Alfaro.

Teléfono: 4404 9000

Dedicatoria

«Salta,
ya aparecerá el piso»

-Verso Navajo

A mis padres,
por darme siempre más de lo que merecía,
y motivarme todos los días a ser mejor,
a no dejar de soñar.

Agradecimientos

A Dios.

A mi familia, por ofrecer su apoyo y ayuda siempre de forma incondicional.

A los ingenieros Whallem Hernández, Miguel Meléndez, José Valverde, Mauricio Alfaro, Andrea Rodríguez y Mauricio Aguilar, por su paciencia y ayuda a lo largo de esta etapa, y por permitirme formar parte de su grupo de trabajo. Este proyecto también es de ustedes.

A la empresa Clima Ideal y a los ingenieros Eduardo Céspedes y Mario Ulate, por abrirme las puertas de su lugar de trabajo y de esta gran institución.

Al profesor Ignacio Del Valle, por su guía y paciencia en la elaboración de este proyecto.

A mis amigos, por hacer de esta etapa una aventura extraordinaria.

Tabla de contenido

Dedicatoria.....	3
Agradecimientos.....	4
Tabla de contenido.....	5
Índice de figuras	10
Índice de tablas	12
Resumen Ejecutivo.....	15
Abstract.....	16
1. Introducción.....	17
2. Reseña de la empresa.....	19
2.1 Acerca de Clima Ideal, S.A.....	19
2.2 Descripción del proceso productivo.....	20
3. Descripción del proyecto	22
3.1 Planteamiento del problema.....	22
3.2 Objetivos	24
3.2.1 Objetivo General.....	24
3.2.2 Objetivos Específicos	24
3.3 Justificación	25
3.4 Viabilidad.....	27

3.5	Alcances y limitaciones	28
3.6	Metodología	29
4.	Marco teórico.....	31
4.1	Aire acondicionado	31
4.2	Confort térmico.....	31
4.2.1	Calidad del aire.....	32
4.3	Propiedades del aire	33
4.4	Carta psicrométrica	34
4.5	Carga térmica.....	35
4.5.1	Ganancia de calor a través de la estructura exterior	36
4.5.2	Ganancia de calor a través de la estructura interior.....	37
4.5.3	Radiación solar a través de vidrios.....	38
4.5.4	Alumbrado	39
4.5.5	Personas	40
4.5.6	Equipos	41
4.5.7	Infiltración	41
4.5.8	Transferencia de calor a los alrededores.....	43
4.6	Carga de enfriamiento.....	44
4.7	Carga de refrigeración	45

4.7.1	Ventilación	45
4.7.2	Ganancia de calor en los ductos	45
4.8	Métodos de diseño	46
4.8.1	Análisis psicrométrico	46
4.8.2	BTU por pie cuadrado	47
4.8.3	Análisis de cambio de aire.....	48
4.8.4	Hourly Analysis Program	48
4.9	Aire de suministro.....	49
4.10	Sistemas de aire acondicionado.....	52
4.10.1	Acondicionamiento de aire en hospitales	53
4.10.2	Refrigerantes.....	58
4.10.3	Unidades manejadoras de aire	61
4.11	Sistema de distribución de aire.....	64
4.11.1	Ventiladores.....	65
4.11.2	Cálculo de un sistema de baja velocidad.....	65
4.11.3	Pérdida de carga en un accesorio del sistema.....	69
4.12	Sistema de distribución de agua helada.....	69
4.12.1	Aislamiento en tuberías	73
4.12.2	Sistemas de tubería hidráulica.....	75

4.12.3	Válvulas	79
4.12.4	Tanque de expansión	80
4.12.5	Tanque separador de aire	82
4.12.6	Sistema de bombeo	82
4.13	Sistemas de agua helada	85
4.13.1	Condensadores enfriados por aire	86
4.13.2	Condensadores enfriados por agua	87
4.14	Eficiencia energética	89
5.	Desarrollo del proyecto	91
5.1	Recintos por acondicionar	91
5.2	Condiciones ambientales externas	92
5.3	Condiciones internas de los recintos	93
5.4	Ganancias de calor	95
5.4.1	Ganancias externas	95
5.4.2	Ganancias internas	97
5.5	Carga de enfriamiento	100
5.6	Dimensionamiento de ductos	103
5.7	Dimensionamiento de tuberías	109
5.7.1	Aislamiento	112

5.8	Selección de equipos.....	113
5.8.1	Manejadoras de aire.....	114
5.8.2	Enfriadores de agua	123
5.8.3	Sistema de bombeo.....	124
5.8.4	Tanque de expansión	125
5.8.5	Tanque separador de aire y válvula de venteo.....	126
5.8.6	Extracción.....	127
5.9	Análisis comparativo	128
5.10	Oportunidades de ahorro energético	133
6.	Conclusiones y recomendaciones.....	137
6.1	Conclusiones	137
6.2	Recomendaciones	138
7.	Bibliografía.....	139
8.	Apéndices	142
9.	Anexos.....	144

Índice de figuras

Figura 1 Conformación de Grupo Clima.....	19
Figura 2 Zonas de confort de humedad y temperatura para interiores	32
Figura 3 Ejemplo de carta psicrométrica.....	34
Figura 4 Componentes de la ganancia de calor en un recinto	35
Figura 5 Logo del programa HAP de Carrier	49
Figura 6 Principio de refrigeración.....	52
Figura 7 Acondicionamiento de aire en salas de cirugía	55
Figura 8 Acondicionamiento de aire en cuartos de aislamiento de ambiente protector	58
Figura 9 Características ambientales de refrigerantes	60
Figura 10 Características ambientales de refrigerantes tipo mezcla.....	60
Figura 11 Factores de contacto en la selección de serpentines.....	61
Figura 12 Valores de eficiencia mínima reportada (MERV) en los filtros, según el tamaño de las partículas por filtrar	62
Figura 13 Eficiencia mínima en filtros según el espacio por acondicionar.....	63
Figura 14 Velocidad máxima [m/s] en el sistema de ductos según su aplicación.....	66
Figura 15 Porcentaje de área de sección recta en ramas para conservar constante el rozamiento	67
Figura 16 Nomograma de pérdidas por fricción para agua en tubo de acero cédula 40	72

Figura 17	Longitud equivalente para conexiones y válvulas en tubería.....	73
Figura 18	Desempeño de algunos materiales usados como aislantes térmicos.....	74
Figura 19	Componentes básicos en sistemas de tubería hidráulica.....	76
Figura 20	Sistema de tubería de circuito en serie.....	76
Figura 21	Sistema de tubería con cabezal de un tubo.....	77
Figura 22	Sistema de cabezal de dos tubos y retorno directo.....	78
Figura 23	Sistema de cabezal de dos tubos y retorno inverso.....	79
Figura 24	Sistema de flujo constante.....	84
Figura 25	Sistema primario/secundario.....	85
Figura 26	Ejemplo de chiller enfriado por aire.....	87
Figura 27	Ejemplo de chiller enfriado por agua.....	88
Figura 28	Espesor mínimo de aislamiento para el sistema de tuberías.....	113
Figura 29	Porcentaje de producción bruta de energía renovable.....	130

Índice de tablas

Tabla 1 Ganancia de calor recomendada de los típicos equipos médicos	53
Tabla 2 Recintos por acondicionar	91
Tabla 3 Condiciones externas de diseño	92
Tabla 4 Clasificación de cirugías según ASHRAE	93
Tabla 5 Condiciones internas de los recintos	94
Tabla 6 Valores corregidos de DTCE para paredes	95
Tabla 7 Ganancia de calor por fuentes externas para los recintos del sector sur	96
Tabla 8 Ganancia de calor por iluminación para los recintos.....	97
Tabla 9 Ganancia de calor por personas para los recintos.....	98
Tabla 10 Ganancia de calor por equipos en los recintos	99
Tabla 11 Carga total de enfriamiento corregida mediante el cálculo manual	100
Tabla 12 Carga total de enfriamiento mediante el cálculo BTU/ft ²	101
Tabla 13 Carga total de enfriamiento mediante el software HAP	102
Tabla 14 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Ortopedia	104
Tabla 15 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-General ...	105
Tabla 16 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Oral.....	105
Tabla 17 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Séptica	106

Tabla 18 Dimensionamiento de ductos de suministro para las Salas de Expulsivos, Prelavado Instrumental y Pasillo Sur.....	106
Tabla 19 Dimensionamiento de los ductos de suministro para los Vestidores	107
Tabla 20 Caída de presión total en los ductos para las rutas críticas del sistema de acondicionamiento de aire	109
Tabla 21 Dimensionamiento de tubos de suministro y retorno para la red de agua helada	111
Tabla 22 Caída de presión total en las rutas críticas del sistema de tuberías	112
Tabla 23 Distribución de los recintos según la carga total de enfriamiento obtenida en HAP	115
Tabla 24 Selección de las unidades manejadoras de aire	118
Tabla 25 Selección del serpentín para los sistemas de suministro	119
Tabla 26 Selección de las resistencias eléctricas para las unidades manejadoras	120
Tabla 27 Pérdida de carga total en cada uno de los sistemas de suministro de aire.....	121
Tabla 28 Selección de los ventiladores para las unidades manejadoras.....	122
Tabla 29 Propiedades físicas del Purón.....	123
Tabla 30 Selección de las unidades de enfriamiento exterior	124
Tabla 31 Selección del sistema de bombeo.....	125
Tabla 32 Selección del tanque de expansión.....	126
Tabla 33 Selección del tanque separador de aire.....	126

Tabla 34 Selección de la válvula de venteo.....	127
Tabla 35 Selección de equipos de extracción.....	127
Tabla 36 Propiedades ambientales de los refrigerantes.....	129
Tabla 37 Características de desempeño de los refrigerantes por tonelada de refrigeración	130
Tabla 38 Características principales de los enfriadores de agua marca Carrier	131
Tabla 39 Costo total de inversión inicial según el modelo de enfriador de agua empleado	132
Tabla 40 Selección de los recuperadores entálpicos para las manejadoras seleccionadas	133

Resumen Ejecutivo

El Bloque Quirúrgico de un hospital forma uno de los «departamentos médicos» donde la aplicación de sistemas de climatización artificial resulta de vital importancia, ya que este servicio ayuda a mantener las condiciones de asepsia necesarias en los distintos espacios que lo conforman. Aunado a lo anterior, el derecho a la salud constituye un derecho fundamental de todos los seres humanos, situación que obliga a las instituciones o centros que brindan estos servicios a garantizar condiciones y espacios adecuados para la atención de sus pacientes, logrando satisfacer las necesidades que presenta cada persona.

Instituciones como la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés), el Ministerio de Salud y la Caja Costarricense del Seguro Social (las últimas dos a nivel nacional), velan por una renovación y actualización constante de los reglamentos y normativas que establecen las condiciones mínimas que deben presentar tanto clínicas como hospitales en Costa Rica.

Para realizar un diseño adecuado de los sistemas de acondicionamiento del aire en el Bloque Quirúrgico del nuevo hospital en Turrialba, se realizaron los cálculos de carga térmica necesarios para el establecimiento de las condiciones de los recintos que componen el bloque, comparando los resultados obtenidos entre los métodos utilizados, siendo el usado por el programa HAP de Carrier el más conservador, logrando una carga total de 88 toneladas de refrigeración (300 kW).

Con base en esta cifra, se realizó el diseño de los sistemas de distribución de aire y agua helada, así como la selección de los equipos necesarios para el funcionamiento adecuado del sistema de acondicionamiento de aire, contrastando diferentes tecnologías disponibles en el mercado y que solventan las necesidades presentadas por el sistema. Además, se presentan iniciativas de ahorro energético, mismas que alcanzan hasta un 70 % de eficiencia, garantizando un funcionamiento óptimo del sistema con una reducción en los costos operativos de la propuesta inicial.

Palabras clave: Aire acondicionado, agua helada, hospital, normativa, carga térmica, ahorro energético.

Abstract

The Surgical Block of a hospital is one of the “medical departments” where the application of artificial air conditioning systems is of vital importance, since this service helps maintain the necessary aseptic conditions in the different spaces that make it up. In addition of the above, the right to health is a fundamental right of all human beings, a situation that obliges the institutions or centers that provide these to guarantee adequate conditions and spaces for the care of their patients, managing to meet the needs presented by each person.

Institutions such as the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), the Ministry of Health and the Costa Rican Social Security Fund (the last two at national level), ensure a constant updating of the regulations that establish the minimum conditions that both clinics and hospitals in Costa Rica must present.

To carry out an adequate design of the air conditioning systems in the Surgical Block of the new hospital in Turrialba, the thermal load calculations necessary for the establishment of the conditions of the enclosures that make up the block were made, comparing the results obtained among the methods used, being the one used by Carrier’s HAP program the most conservative, achieving a total load of 88 tons of refrigeration (300 kW).

Based on this number, the design of the air and iced water distribution system was carried out, as well as the selection of the necessary equipment for the proper functioning of the air conditioning system, contrasting different technologies available in the market and solving the needs presented by the proposed design. In addition, energy saving initiatives are presented, which reach up to 70 % efficiency, guaranteeing an optimal functioning of the system with a reduction in the operative costs of the initial proposal.

Key Words: Air conditioning, iced water, hospital, regulations, thermal load, energy saving.

1. Introducción

En el año 2013, específicamente en el Hospital Nacional de Niños, las autoridades del centro médico se vieron en la necesidad de intervenir las siete salas de cirugía con las que contaba, debido a la presencia de fallas en los sistemas eléctrico y de aire acondicionado. La intervención se dio por un lapso aproximado de 10 meses, causando el traslado de las cirugías programadas a otros centros médicos, además de la suspensión de otras, debido al riesgo que involucraba laborar y ejecutar las acciones médicas necesarias en los recintos involucrados (Herrera, 2013).

Más recientemente, en el año 2018, el servicio de Neonatología del Hospital México se vio afectado por un lapso de dos semanas, debido a la instalación de equipos nuevos para el suministro de aire acondicionado y se disminuyó la capacidad de hospitalización de este servicio a la mitad, además de perturbar los servicios de Ginecología y Obstetricia a causa de la reubicación de los neonatos (Ávalos, 2018).

Lo anterior hace referencia a noticias publicadas en el periódico La Nación, donde se refleja la importancia que tienen los sistemas de aire acondicionado en los distintos centros médicos del país. Al igual que los eventos anteriores, es posible agregar los casos del Hospital Dr. Max Peralta Jiménez o del Hospital Dr. Tony Facio Castro, centros que tuvieron que intervenir sus sistemas de acondicionamiento de aire en las salas de cirugía, afectando los servicios programados.

A pesar de que los sistemas de climatización artificial se diseñan en gran parte para garantizar confort en las personas, existen aplicaciones muy específicas que dependen de su buen funcionamiento y de un adecuado mantenimiento; tal es el caso de los servicios de cirugía en los centros de atención a la salud.

El Bloque Quirúrgico de un hospital constituye uno de los «departamentos médicos», donde la aplicación de estos sistemas resulta de vital importancia. Recintos como las salas de

cirugía, anestesia y las zonas de recuperación, entre otras, requieren de un adecuado funcionamiento por parte de los sistemas de aire acondicionado y ventilación.

Con este proyecto se busca solventar de forma adecuada, efectiva y eficiente las necesidades del Bloque Quirúrgico del nuevo hospital en Turrialba, diseñando los sistemas de forma tal que garantice un funcionamiento idóneo de las instalaciones del centro de salud.

2. Reseña de la empresa

2.1 Acerca de Clima Ideal, S.A.

Clima Ideal S.A. es una empresa que pertenece a Grupo Clima, compañía dedicada a brindar soluciones en diferentes áreas y que surge en 1967 como una empresa dedicada al montaje de plantas electromecánicas industriales.



Figura 1 Conformación de Grupo Clima

Fuente: Grupo Clima, 2019

Clima Ideal S.A. es fundada en 1974 como una subdivisión especializada en sistemas de climatización artificial, enfocada específicamente en el diseño, instalación y mantenimiento de sistemas de aires acondicionados y ventilación, tanto para el sector residencial como para el comercial e industrial; ofrece servicios entre los que destacan:

- Cuartos limpios.
- Sistemas de ventilación.
- Sistemas de refrigeración industrial.
- Sistemas de climatización.

Actualmente, la sede central está localizada en la Zona Industrial de Pavas, con sucursal en la zona de Liberia y cuentan con certificación ISO 9001:2008 (sistemas de gestión de la calidad).

Misión de Clima Ideal, S.A.

«Excederemos las expectativas de nuestros clientes en soluciones de climatización ambiental, diferenciándonos por brindar un excelente servicio mediante un recurso humano competitivo, motivado y capacitado; manteniendo nuestra posición de liderazgo en el mercado» (Grupo Clima, 2019).

Valores de Clima Ideal, S.A.

- **Compromiso:** Implica poner en juego todas nuestras capacidades y entusiasmo para sacar adelante todo aquello que se nos ha confiado.
- **Integridad:** Es ser sinceros en lo que decimos y hacemos, guardando así la fidelidad a nuestro trabajo, clientes y compañeros.
- **Servicio:** Suponer ser especiales con quienes nos rodean, sean clientes, compañeros o nuestra comunidad. Es brindar ayuda de manera espontánea.
- **Aprendizaje:** Es darnos todos los días la oportunidad de adquirir conocimientos, por medio del estudio y la reflexión de nuestras experiencias. Requiere de una actitud positiva al cambio, a aprender de nuestros errores y a enseñar a los demás (Grupo Clima, 2019).

2.2 Descripción del proceso productivo

Clima Ideal, S.A. es una empresa estructurada alrededor del servicio al cliente, dedicada al diseño, instalación y mantenimiento de sistemas de aire acondicionado y ventilación, en locaciones residenciales, comerciales e industriales; cuenta con diferentes departamentos encargados de aquellas actividades relacionadas con la venta, diseño e ingeniería, servicio técnico y soporte técnico.

En la división industrial es donde se generan todos los diseños de sistemas de climatización y donde se da la ejecución de proyectos. En este departamento se da inicio al proceso productivo mediante una solicitud realizada por el cliente (empresa constructora, dueños directos, diseñadores), por medio del departamento comercial o directamente con ingeniería, quienes encuentran en Clima Ideal S.A. el diseño, revisión o asesoría, como una etapa previa a la ejecución de un proyecto determinado.

3. Descripción del proyecto

3.1 Planteamiento del problema

El uso de aires acondicionados para el confort de las personas ha venido en aumento en los últimos años y los centros de salud no son una excepción. Dentro de los planes de ejecución con los que cuenta la Caja Costarricense del Seguro Social (CCSS) se encuentra la construcción de un hospital nuevo en la zona de Turrialba, que debe velar por la salud y el bienestar de las personas vecinas de la región.

Ante tal situación resulta válido cuestionar: ¿Qué importancia tiene la climatización artificial en los centros de salud? ¿Es posible minimizar el impacto ambiental y energético en el uso de estos sistemas?

Según un artículo publicado en el periódico La Nación (Herrera, 2013), los siete quirófanos del Hospital Nacional de Niños debieron ser intervenidos debido a fallas en los sistemas eléctrico y de aire acondicionado, causando el cierre de estas salas por un período de 10 meses, según se indica en la nota. El cierre de las salas de cirugía provocó el traslado de cirugías a otros centros de salud durante el período de intervención de dichos recintos, además de la suspensión de intervenciones por el alto riesgo que los espacios presentaban.

Dada la creciente demanda de estos sistemas, Clima Ideal S.A. ofrece un servicio de calidad que satisface las condiciones brindadas por sus clientes, logrando adaptar espacios para un fin determinado. Aunado a lo anterior, y debido a la aplicación del sistema, el servicio de climatización de los recintos del Bloque Quirúrgico del centro de salud requiere de un cuidado y atención particular, ya que se debe garantizar las condiciones de calidad de aire necesaria en los distintos recintos que conforman este bloque, para brindar seguridad y que responda a las condiciones de inocuidad en las zonas que así lo requieran.

Para esto se cuenta con las normas elaboradas por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Aire Acondicionado (ASHRAE), que estipulan los lineamientos básicos a seguir por parte de aquellos encargados del diseño de este tipo de sistemas, con el

fin de garantizar un modelo adecuado y pertinente para el área en estudio. También, a nivel nacional, se cuenta con el Decreto Ejecutivo 39 728 del 10 de mayo del 2016, que brinda el reglamento general para la habilitación de servicios de salud y afines en el territorio nacional y se encuentra en vigencia a partir del 23 de junio del 2016 (Gobierno de Costa Rica, 2016).

Además de lo mencionado anteriormente, es necesario realizar un análisis financiero del proyecto con el fin de facilitar la toma de decisiones y de la búsqueda de oportunidades de ahorro energético que pueda presentar de forma preliminar el diseño propuesto. A esto, es necesario agregar un análisis de impacto ambiental causado por variables contenidas en el diseño del proyecto (equipo y refrigerante, entre otras).

3.2 Objetivos

3.2.1 Objetivo General

1. Diseñar los sistemas de aire acondicionado y ventilación para el bloque quirúrgico de un hospital en Turrialba mediante un sistema de agua helada, basados en las normativas establecidas por ASHRAE y el Ministerio de Salud.

3.2.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar los sistemas de distribución de ductos y tuberías para la circulación y cambio de aire necesarios en los distintos recintos según lo indicado en las normativas nacional y de ASHRAE.
2. Justificar la selección del equipo necesario del sistema de climatización con base en la determinación del medio refrigerante para el cumplimiento de los requisitos impuestos por ASHRAE y la CCSS, así como su impacto financiero en el proyecto.
3. Contrastar los cálculos realizados para el diseño y selección de equipos según la normativa ASHRAE, comparándolos con los obtenidos por el software HAP de Carrier.
4. Elaborar los planos mecánicos de los sistemas en estudio buscando un aprovechamiento óptimo del espacio de construcción disponible.
5. Proponer iniciativas para el ahorro energético en los sistemas diseñados mediante un análisis de las opciones expuestas para la mejora de la propuesta inicial.

3.3 Justificación

Debido a las condiciones climáticas que imperan en el país, propias de la zona tropical, el uso de sistemas de aire acondicionado ha aumentado para garantizar el confort de las personas. En el caso de los centros de salud, esto se hace con el objetivo de asegurar las condiciones de asepsia y calidad del aire necesario para los pacientes, dependiendo directamente de las condiciones en las que estos se encuentren, así como la aplicación para la cual esté destinado un recinto. Es en este punto donde el acondicionamiento de aire para aplicaciones de este tipo toma gran relevancia.

El garantizar las condiciones ambientales adecuadas y la limpieza en centros médicos constituyen bases fundamentales para un correcto tratamiento de los problemas que aquejan a la población, desde la perspectiva médica. La climatización de los centros de salud debe impedir el «cruce de bacterias» y su proliferación, evitando la contaminación del aire, principalmente. En este punto, factores como el control de la temperatura, la humedad, la ventilación, el flujo de aire y la limpieza de los distintos recintos, constituyen la base al diseñar los sistemas del Bloque Quirúrgico, tomando en cuenta que cada recinto requiere de condiciones diferentes, ajustadas para cada fin.

Según datos obtenidos del informe de Estadísticas Vitales 2016 del Instituto Nacional de Estadística y Censos (2017), la población total proyectada al 30 de junio de 2016 para el cantón de Turrialba ronda las 73 524 personas, por las que debe velar el servicio de salud de la zona y quienes serán sus principales usuarios, por lo que resulta indispensable un adecuado diseño del sistema de climatización del nuevo hospital.

Si a los datos mencionados anteriormente, se le agrega el aumento y la importancia del uso de sistemas de climatización artificial en centros de salud, se obtiene un conjunto de factores que identifican la necesidad de contar con un adecuado diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación; lo cual tiene repercusiones, no solo a nivel de salud directamente, sino también en aspectos económicos, ambientales y sociales en la zona donde se construirá el mencionado hospital.

Existen diversos protocolos y normas que rigen el diseño y empleo de estos sistemas, como el Protocolo de Montreal (en vigencia desde 1989), el Protocolo de Kioto (en vigencia desde 2005), las normas ASHRAE y las especificadas por el Ministerio de Salud para sistemas en sectores clínicos y hospitalarios, los cuales hacen de este un proyecto de importancia y de especial cuidado a la hora de realizar el diseño respectivo, que será adaptado a las condiciones que se presentan en Turrialba.

Si bien existen programas avalados por entes internacionales para el diseño de sistemas de este tipo, resulta idóneo corroborar los datos brindados por el software en uso con los realizados de forma manual, para otorgar un grado de seguridad en el momento de emplearlo.

El proyecto planteado buscará generar un diseño que satisfaga las necesidades que se presentan para los centros de salud en la zona de Turrialba, específicamente en el Bloque Quirúrgico del nuevo hospital. Los distintos estudios que deben ser llevados a cabo, ayudarán a la comprensión y evaluación del sistema de aire acondicionado y ventilación necesario para un desempeño adecuado de las instalaciones del nuevo centro médico.

3.4 Viabilidad

El proyecto será diseñado en las instalaciones de Clima Ideal S.A. en su sede central en Pavas, con la presencia de ingenieros y técnicos altamente capacitados y con vasta experiencia en el diseño y ejecución de proyectos similares.

Asimismo, se cuenta con el aval del ingeniero Whallem Hernández Alfaro, quien está a cargo del proyecto, por lo que se tiene acceso a información técnica de relevancia como normas, planos y documentos, así como herramientas tecnológicas como el programa HAP, instrumento ampliamente utilizado por parte de Clima Ideal en el diseño de diferentes sistemas de aire acondicionado.

Además, se cuenta con el consejo de profesionales del Instituto Tecnológico de Costa Rica (ITCR), quienes se encuentran a disposición para la atención de dudas y consultas, así como para brindar puntos de vista relevantes en la ejecución del Proyecto de Graduación. Esto aunado a los conocimientos adquiridos en los cursos de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial y el acceso a la información disponible, tanto en las diferentes bases de datos, como en los documentos físicos disponibles en la biblioteca José Figueres Ferrer; lo que hace de este un proyecto de graduación viable para su elaboración a lo largo de un semestre.

3.5 Alcances y limitaciones

Se busca generar una propuesta de diseño basada en la normativa ASHRAE y en los lineamientos establecidos por Clima Ideal S.A. para un centro de salud, específicamente el Bloque Quirúrgico del hospital, acondicionado a las circunstancias climatológicas y ambientales que presenta la zona de Turrialba y a las especificaciones de higiene, seguridad y salubridad que rigen este tipo de locaciones.

Asimismo, se plantea realizar un análisis entre las unidades enfriadoras de agua haciendo un contraste entre el uso de refrigerantes, el cual determine la viabilidad del uso de cada uno de estos, así como su impacto ambiental y financiero en el proyecto; además de proponer oportunidades de ahorro energético y que estas puedan ser consideradas en el diseño propuesto.

En el caso de las limitaciones a las que estará sometido el proyecto, se tiene que por motivos de fechas establecidas previamente no será ejecutado dentro del período de Práctica Profesional, por lo que no se contará con resultados tangibles al finalizar el período.

Agregado a lo anterior, algunos de los cálculos realizados y de los cuales se muestra únicamente el resultado, pueden estar sometidos a términos de confidencialidad de la empresa a cargo del proyecto; esto quiere decir que puede existir un factor propio de los cálculos que no podrá ser revelado. Además, es necesario recalcar que los datos que se presentan son limitados a la zona de Turrialba, utilizando información pertinente que impera en la localidad.

3.6 Metodología

1. Recolección de información y estudio del caso

Se realiza el reconocimiento de los planos arquitectónicos con los que cuenta la empresa, con el fin de estimar las áreas, delimitar los distintos recintos y determinar aquellos sectores por ventilar y acondicionar.

2. Análisis de cargas térmicas

Se elaboran los cálculos de cargas térmicas basados en la normativa ASHRAE para su posterior análisis, además del estudio de todos los procesos involucrados en la ventilación de los recintos (extracción e introducción de aire).

3. Selección de equipo

Tomando en consideración los cálculos realizados previamente, se procede a realizar la selección del equipo de acondicionamiento respectivo, buscando el menor impacto posible en el ambiente y cumpliendo con las normativas y certificados vigentes en el uso de sistemas de climatización (UL y AHRI, entre otros).

4. Comprobación con el programa HAP

El programa Hourly Analysis Program (HAP) de Carrier es una herramienta de diseño utilizada para el modelaje de sistemas de aire acondicionado; utiliza el método de función de transferencia, el cual se encuentra respaldado por ASHRAE para cálculos de carga térmica, por lo que su empleo y uso brinda datos confiables. Se propone validar los resultados obtenidos en los cálculos anteriores con los conseguidos por el programa.

5. Diseño de la red de ductos y tuberías

Una vez seleccionados los equipos considerando las necesidades del sistema de acondicionamiento de aire, se procede a realizar el diseño del sistema de distribución de aire y del sistema de distribución de agua helada correspondientes para una adecuada distribución de los sistemas, tomando en cuenta lo indicado en las normas y en la literatura pertinente.

6. Elaboración de los planos mecánicos

Se plantea elaborar los planos mecánicos correspondientes al sistema de aire acondicionado del Bloque Quirúrgico del hospital, así como un dimensionamiento de los ductos de ventilación del lugar, esto tomando como base lo indicado en la norma ASHRAE y el Manual de Diseño de Carrier.

7. Análisis financiero

Se plantea elaborar un análisis financiero en el que se destaque el impacto financiero. Es necesario realizar las cotizaciones de equipo respectivas, con el objetivo de facilitar la toma de decisiones.

8. Propuestas de iniciativas de ahorro energético e impacto ambiental

En esta etapa, se busca minimizar el impacto energético y ambiental que pueda tener la implementación del proyecto, mediante un análisis de las características de los sistemas y equipos propuestos inicialmente, así como el de otras tecnologías que favorezcan la optimización de los parámetros mencionados.

4. Marco teórico

4.1 Aire acondicionado

El acondicionamiento de aire es un proceso que desempeña múltiples funciones de forma simultánea en busca de una adaptación de este, su traslado e inyección a aquellos espacios que así lo requieran (Wang, 2001). Además, mediante la implementación de este tipo de sistemas, se logra obtener un control efectivo de la temperatura, humedad, movimiento del aire y su limpieza, mediante la determinación de parámetros previamente establecidos, necesarios para el confort y la salud de los usuarios y los ocupantes de los distintos recintos (Wang, 2001).

De acuerdo con lo establecido por Wang (2001), un diseño adecuado de un sistema de acondicionamiento de aire debe cumplir con los siguientes puntos:

- Brindar la temperatura y energía de calefacción requeridos en los recintos.
- Acondicionar el aire de suministro (temperatura, humedad, limpieza) y atenuar los ruidos producidos por los equipos propios del sistema.
- Distribuir el aire acondicionado, el cual contiene suficiente aire exterior, al espacio por acondicionar.
- Controlar y mantener los parámetros ambientales internos (temperatura, humedad, movimiento de aire, entre otros) dentro de los límites establecidos previamente.

4.2 Confort térmico

El principal propósito de los sistemas de aire acondicionado y calefacción consiste en brindar las condiciones ambientales idóneas para la comodidad de las personas. El confort se da cuando la temperatura corporal se mantiene dentro de un estrecho rango, donde la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de regulación de temperatura se ve minimizado (ASHRAE, 2009).

El sentimiento de confort varía entre personas, lo que genera una amplia zona que resulta complicado delimitar. Para esto, ASHRAE ha establecido parámetros generales de confort a los que se ajustan los distintos sistemas de climatización artificial. Dichos parámetros se pueden observar en la Figura 2.

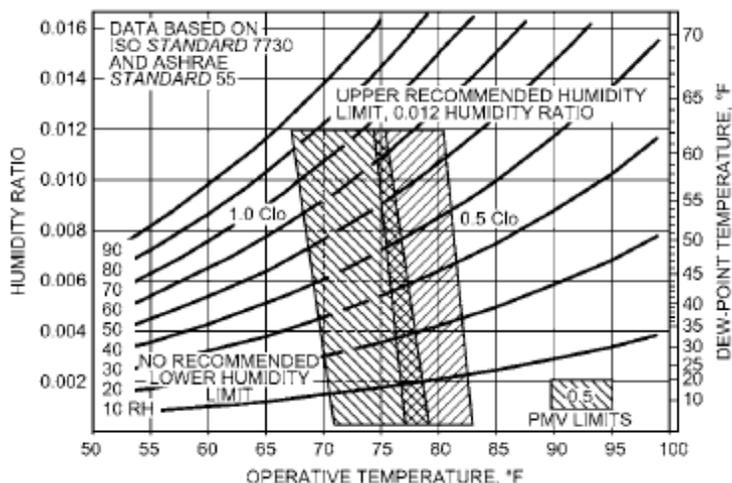


Figura 2 Zonas de confort de humedad y temperatura para interiores

Fuente: ASHRAE, 2009

En este caso, las áreas que están sombreadas representan las llamadas «zonas de confort», las cuales señalan combinaciones de efectos donde al menos el 80% de los ocupantes de un recinto opinaría que el medio ambiente es adecuado o confortable (Pita, 2004).

4.2.1 Calidad del aire

Este término hace referencia al grado de pureza del aire, el cual se ve afectado por la presencia de contaminantes (polvo, humo, gases). La calidad de aire es mantenida mediante procesos de filtración y ventilación, donde la cantidad de aire exterior está directamente relacionada con el tipo de uso del edificio, variando entre 5 y 50 cfm por persona, según se menciona en el estándar ASHRAE 62.1-2010. Para garantizar y velar por el cumplimiento

de las condiciones de salubridad y limpieza mínimas presentes en el aire de suministro, ASHRAE brinda una guía (estándar ASHRAE 170-2017) en la selección de los filtros necesarios para alcanzar la calidad de aire necesaria en un recinto, esto se logra bajo los estándares de la clasificación MERV (valor de eficiencia mínimo de reporte, por sus siglas en inglés). En el apartado de filtración se brindan detalles correspondientes a este método de clasificación del proceso de filtrado del aire.

4.3 Propiedades del aire

El aire atmosférico que rodea la Tierra consiste en una mezcla de gases que permite el desarrollo de la vida en el planeta. Su composición está basada en su mayoría por nitrógeno, oxígeno, argón, neón, helio e hidrógeno (Miranda, 1996). De igual manera, es posible determinar la presencia de dos tipos de gases: el aire seco y el vapor de agua (Miranda, 1996).

En el caso del acondicionamiento del aire, es posible establecer parámetros (puntos por acondicionar) para algunas propiedades en específico, estas son (Miranda, 1996):

Temperatura de bulbo seco: Hace referencia a la temperatura del aire obtenida por un termómetro.

Temperatura de bulbo húmedo: Es la temperatura que indica un termómetro cuando el bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua en rápido movimiento.

Temperatura del punto de rocío: Es la temperatura a la cual el vapor de agua presente en el aire empieza un proceso de condensación.

Relación de humedad: Es la relación del peso del vapor de agua por libra de aire seco. Se expresa en lb/lb de aire seco.

Humedad absoluta: Se define como el cociente entre la masa de vapor de agua que se encuentra contenida en el aire y el volumen de la muestra.

Humedad relativa: Es el cociente entre la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de saturación.

Volumen específico: Se refiere al volumen de aire por unidad de peso del aire seco.

Entalpía específica: Es el contenido de calor del aire por unidad de peso.

4.4 Carta psicrométrica

La carta psicrométrica es una herramienta de empleo universal. En esta gráfica se presenta una gran cantidad de información, facilitando los estudios para el diseño o remodelación de los sistemas de aire acondicionado (Pita, 2004). Para su uso, es necesario conocer al menos dos variables independientes que faciliten la determinación de las condiciones de aire necesarias en un recinto.

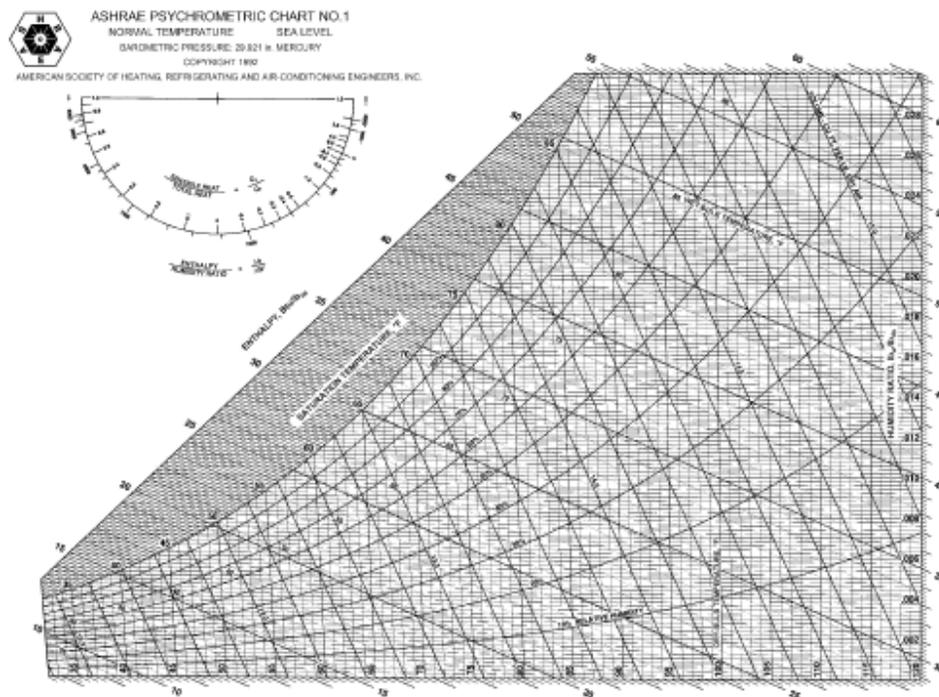


Figura 3 Ejemplo de carta psicrométrica

Fuente: ASHRAE, 2009

4.5 Carga térmica

El término de carga térmica hace referencia a la ganancia o pérdida de calor por unidad de tiempo en un recinto, lo que se traduce como la velocidad a la que existe un intercambio de calor. Esta ganancia de calor está constituida por distintas fuentes de calor, lo cual no es usado de forma inmediata para la calefacción de un recinto, sino que es transferido hacia los materiales propios de la construcción de la edificación (Pita, 2004), tal y como se puede distinguir en la Figura 4.

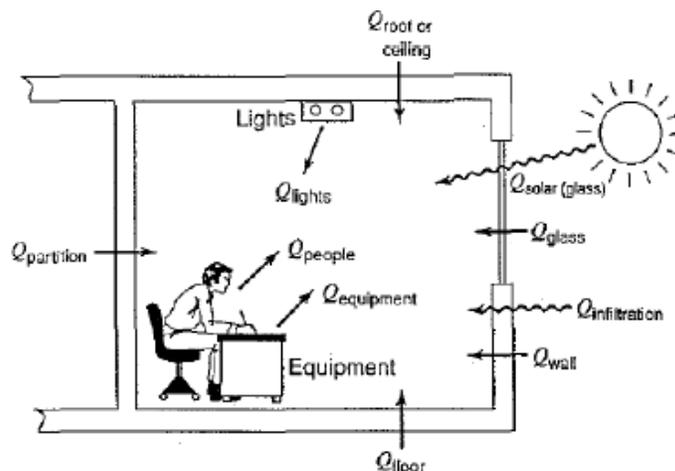


Figura 4 Componentes de la ganancia de calor en un recinto

Fuente: Pita, 2004

Según Carrier, esta transferencia de calor va a depender directamente de las características de los materiales, además de otros factores, como:

- Orientación del edificio.
- Uso del espacio y aplicación de este.
- Dimensiones físicas de la estructura.
- Altura del techo.
- Presencia de vigas y/o columnas.
- Material de construcción.

- Condiciones externas inmediatas.
- Construcción de puertas y ventanas.
- Iluminación.
- Personas en el recinto.

4.5.1 Ganancia de calor a través de la estructura exterior

Hace referencia a la ganancia de calor debido a paredes, techos y vidrios que se encuentren expuestos de forma directa al exterior. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot DTCE_e$$

Ecuación 1 Ganancia de calor a través de estructura exterior

donde

Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrios [BTU/h].

U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios [BTU/ (h ft² °F)].

A = área del techo, pared o vidrios [ft²].

$DTCE_e$ = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento [°F].

El valor de los coeficientes de transferencia de calor depende del material del que se fabriquen las paredes, techos o vidrios.

La $DTCE_e$ toma en cuenta los efectos de almacenamiento de calor, valor que debe ser calculado debido a la dependencia directa de diversos factores. Su cálculo se realiza de la siguiente manera:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \cdot K + (78 - t_R) + (t_D - 85)] \cdot f$$

Ecuación 2 Valor corregido de DTCE en paredes

donde

$DTCE_e$ = valor corregido de DTCE [°F].

$DTCE$ = diferencia de temperatura para pared, dada en Anexo 1 [°F].

LM = corrección para latitud al color y mes, dado en Anexo 2.

K = factor de corrección debido al color de la superficie; donde

- $K = 1$ para superficies oscuras o áreas industriales.
- $K = 0,5$ para techos de color claro.
- $K = 0,65$ para paredes de color claro.

t_R = temperatura del recinto [°F].

t_D = temperatura de diseño exterior promedio [°F].

f = factor de corrección para ventilación del cielo raso (sólo para techo), donde

- $f = 0,75$ para ventiladores de entrepiso.
- $f = 1,00$ para todos los demás casos.

Para el caso de los vidrios, se debe realizar una modificación a la fórmula anterior, además de tomar los valores indicados en la tabla del Anexo 1.

$$DTCE_e = DTCE + (78 - t_R) + (t_0 - 85)$$

Ecuación 3 Corrección de DTCE en vidrios

4.5.2 Ganancia de calor a través de la estructura interior

Corresponde a la ganancia de calor transmitido desde los espacios interiores que no están acondicionados, a través de divisiones, pisos y cielos rasos, hacia aquellos que sí lo están. Esta ganancia de calor se calcula de la siguiente forma:

$$Q = U \cdot A \cdot DT$$

Ecuación 4 Ganancia de calor a través de divisiones internas

donde

Q = ganancia de calor a través de la división, piso o cielo raso [BTU/h].

U = coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso [BTU/ (h ft² °F)].

A = área de la división, piso o cielo raso [ft²].

DT = diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados [°F].

4.5.3 Radiación solar a través de vidrios

La carga térmica por radiación solar se da por la energía radiante del sol que pasa a través de un material transparente como el vidrio. Este valor depende de la hora, la orientación, el sombreado y el efecto de almacenamiento. Esta ganancia de calor es posible cuantificarla mediante la siguiente ecuación:

$$Q = FGCS \cdot A \cdot CS \cdot FCE$$

Ecuación 5 Ganancia de calor por radiación a través de vidrios

donde

Q = ganancia neta por radiación solar a través del vidrio [BTU/h].

$FGCS$ = factor de ganancia máxima de calor solar [BTU/ (h ft²)].

A = área del vidrio [ft²].

CS = coeficiente de sombreado.

FCE = factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

En el Anexo 4 se puede observar la tabla usada para seleccionar el coeficiente de sombreado. El valor se obtiene de acuerdo con los datos constructivos como el espesor o el tipo de vidrio utilizado.

El $FGCS$ se toma en función del mes y de las coordenadas en el que se desea realizar el análisis. Los valores presentados en la tabla del Anexo 3 están dados con respecto del vigésimo primer día de cada mes.

El FCE para el vidrio debe ser seleccionado de acuerdo con la orientación, la hora solar y el tipo de construcción que presente este (ver Anexo 5).

4.5.4 Alumbrado

Las fuentes de luz artificiales presentes en un recinto deben ser consideradas como fuentes de calor y, por lo tanto, deben ser consideradas en los cálculos de carga térmica. Este valor se puede obtener mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$Q = 3,4 \cdot W \cdot FB \cdot FCE$$

Ecuación 6 Ganancia de calor por alumbrado

donde

Q = ganancia neta de calor debida al alumbrado [BTU/h].

W = capacidad del alumbrado [W].

FB = factor de balastro.

FCE = factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El valor 3,4 se usa como factor de conversión de W a BTU/h. Además, Pita (2005) considera un valor típico de FB de 1,25 para el alumbrado fluorescente, lo que toma en cuenta las pérdidas de calor generadas en el balastro; este valor disminuye en el caso de utilizar alumbrado incandescente o luces LED. El FCE toma en cuenta el almacenamiento de calor por parte de la ganancia generada por el alumbrado, dependiendo del tiempo en el que este servicio se encuentre encendido, donde no se permite este efecto si el sistema de enfriamiento trabaja más de 16 horas, si el sistema sólo trabaja durante las horas de ocupación, o si se permite la oscilación de temperatura.

4.5.5 Personas

La ganancia de calor debida a las personas está compuesta de dos partes, a saber: el calor sensible y el calor latente. Estos valores deben ser considerados por aparte, debido a que existen factores de corrección específicos para cada uno. Las ganancias de calor debido a estos elementos se calculan de la siguiente forma:

$$Q_s = q_s \cdot n \cdot FCE$$

Ecuación 7 Ganancia de calor sensible

donde

Q_s = ganancia de calor sensible [BTU/h].

q_s = ganancia de calor sensible por persona [BTU/ (h persona)].

n = cantidad de personas.

FCE = factor de carga de enfriamiento para las personas.

$$Q_l = q_l \cdot n$$

Ecuación 8 Ganancia de calor latente

donde

Q_l = ganancia de calor latente [BTU/h].

q_l = ganancia de calor latente por persona [BTU/(h persona)].

n = cantidad de personas.

En estos casos, la velocidad de ganancia de calor en un recinto debida a las personas va a depender directamente de la actividad física realizada por estas. En el Anexo 6 es posible observar valores típicos según la actividad realizada, estas están determinadas para una temperatura de BS de 78 °F (25,5 °C), por lo que estos factores cambian de forma ligera con respecto de la temperatura.

El FCE debe ser aplicado a la ganancia de calor tomando en cuenta lo indicado en el Anexo 7. En caso de apagar el sistema de acondicionamiento de aire durante las noches, se toma un FCE=1.

4.5.6 Equipos

La ganancia de calor ocasionada por la presencia de equipos en los recintos puede ser tomada de forma directa de los datos de su placa, puede estar dado en normas o en documentos brindados por el cliente.

4.5.7 Infiltración

Se refiere a la ganancia de calor sensible y latente debido a la infiltración o ventilación de aire a través de fisuras en las ventanas o puertas. El aire externo se puede encontrar a una

temperatura distinta a la temperatura de diseño del recinto. Se debe considerar cargas de calor tanto sensible como latente, para lo cual se dan las siguientes ecuaciones:

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

Ecuación 9 Ganancia de calor sensible por infiltración del aire

donde

Q_s = ganancia de calor sensible por infiltración o ventilación del aire [BTU/h].

CFM = flujo de ventilación o infiltración del aire [ft³/min].

CT = cambio de temperatura entre el aire externo y el interno [°F].

$$Q_l = 0,68 \cdot CFM \cdot (W'_i - W'_e)$$

Ecuación 10 Ganancia de calor latente por infiltración del aire

donde

Q_l = ganancia de calor latente por infiltración o ventilación del aire [BTU/h].

CFM = flujo de ventilación o infiltración del aire [ft³/min].

W'_i = relación de humedad interior [granos agua/lb aire seco].

W'_e = relación de humedad exterior [granos agua/lb aire seco].

Para calcular los cfm del aire de infiltración o ventilación en un recinto se puede hacer uso del «método de las fisuras» o el «método del cambio de aire» (Pita, 2004).

Método de las fisuras: Este método basa su cálculo en el supuesto de poder medir o establecer con exactitud una tasa de infiltración de aire, tomando una tasa de 0,75 cfm/ft de fisura para el caso de las ventanas y otra de 1,00 cfm/ft de fisura para el caso de puertas (Pita, 2004).

Método del cambio de aire: Este método basa su cálculo en el supuesto de poder calcular el número de cambios de aire por hora en un recinto (ACH), donde un ACH es igual al volumen del recinto en estudio. Para el caso de centros que brindan servicios de salud, ASHRAE ha dispuesto en su manual para el diseño de sistemas HVAC para hospitales y clínicas (2013) regulaciones específicas para cada espacio, indicando la cantidad mínima de ACH de un recinto según su aplicación (ver Anexo 8), esto basado en el estándar ASHRAE 170-2017; por lo que resulta conveniente realizar una comprobación por lo que resulta conveniente realizar una comprobación de ACH obtenidos en el cálculo con los indicados en el manual. En el caso de usar este método se recomienda utilizar la siguiente ecuación para el cálculo de los cfm:

$$CFM = ACH \cdot \frac{V}{60}$$

Ecuación 11 Flujo de aire por ventilación en cfm

donde

CFM = flujo de infiltración o ventilación del aire al recinto [ft^3/min].

ACH = cambios de aire por hora.

V = volumen del recinto [ft^3].

4.5.8 Transferencia de calor a los alrededores

Según Pita (2005), parte de la ganancia de calor sensible al recinto es conducida a través de la estructura hacia los alrededores del recinto, lo que constituye un efecto aislado de almacenamiento de calor. Por esta razón, es necesario calcular esa pérdida de calor y corregirla en la ganancia de calor sensible de los cálculos anteriores; para realizar esta corrección se dan las siguientes ecuaciones:

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

Ecuación 12 Factor de corrección para ganancia de calor sensible

donde

F_c = factor de corrección para ganancia de calor sensible.

K = conductancia de la unidad de longitud [BTU/(h ft °F)].

$$K = \frac{U_w \cdot A_w + U_g \cdot A_g}{L}$$

Ecuación 13 Conductancia por unidad de longitud

donde

K = conductancia de la unidad de longitud [BTU/(h ft °F)].

U_w = coeficiente de transferencia de calor de pared [BTU/(h ft² °F)].

A_w = área de pared [ft²].

U_g = coeficiente de transferencia de calor del vidrio [BTU/(h ft² °F)].

A_g = área del vidrio [ft²].

L = longitud de la pared exterior [ft].

4.6 Carga de enfriamiento

Se refiere a la velocidad a la que se debe extraer el calor en un recinto y se da por la suma de cada una de las ganancias de calor netas corregidas para cada uno de los espacios en estudio.

4.7 Carga de refrigeración

Se refiere a la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. Esta carga será mayor que la carga de enfriamiento, debido a las ganancias de calor que pasan al sistema de aire acondicionado desde el exterior (Pita, 2004). Estas ganancias externas pueden provenir por ventilación, producto de la ganancia de calor a los ductos, por el calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de aire acondicionado, o por fugas de aire de los ductos (Pita, 2004).

4.7.1 Ventilación

El exceso de calor se separa en general en el equipo de enfriamiento, por lo que es parte de la carga de refrigeración y no de la carga del recinto. Para calcular la carga por ventilación, se sigue el mismo procedimiento realizado para el caso del cálculo de carga por infiltración, explicado anteriormente. En este rubro, se debe obtener el total de las cargas de calor, haciendo la suma de calor latente y sensible.

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

Ecuación 14 Ganancia de calor total

donde

Q_t = ganancia de calor total [BTU/h].

Q_s = ganancia de calor sensible [BTU/h].

Q_l = ganancia de calor latente [BTU/h].

4.7.2 Ganancia de calor en los ductos

Según Pita (2005), el flujo de aire acondicionado que pasa a través de los ductos gana calor de los alrededores; si el ducto atraviesa espacios acondicionados, la ganancia de calor

se traduce en un «efecto positivo» para el enfriamiento; en caso contrario (si atraviesa espacios no acondicionados) pierde calor sensible con los alrededores, que deberá ser sumado a la carga. Para calcular esta ganancia de calor se da la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot A \cdot DT$$

Ecuación 15 Ganancia de calor del ducto

donde

Q = ganancia de calor del ducto [BTU/h].

U = coeficiente general de transferencia de calor [BTU/h].

A = superficie del ducto [ft²].

DT = diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores [°F].

4.8 Métodos de diseño

4.8.1 Análisis psicrométrico

Con el fin de mantener una temperatura y humedad confortables en los distintos recintos por acondicionar, es necesario eliminar tanto los calores sensibles como latentes de estos espacios, lo cual se logra mediante la «inyección» de aire al recinto (aire de suministro), el cual debe contener menor calor sensible y latente al que presenta el lugar por acondicionar (Pita, 2004). Las ganancias de calor sensible y latente del recinto (RSHG y RLHG respectivamente) constituyen el flujo de energía hacia el recinto, donde la suma de estas determina la ganancia total de calor en un área (RTHG).

A la relación existente entre RTHG y RSHG se le conoce como «factor de calor sensible» y se puede observar como una línea recta con pendiente en la carta psicrométrica, lo que sirve de referencia para determinar las condiciones óptimas del aire de suministro (Castro, 2017). Esta relación se observa en la siguiente ecuación:

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

Ecuación 16 Relación de calor sensible en un recinto

donde

RSHR = relación de calor sensible del recinto.

RSHG = ganancia de calor sensible [BTU/h].

RTHG = ganancia de calor total [BTU/h].

RLHG = ganancia de calor latente [BTU/h].

Es importante resaltar que, al trazar la línea sobre la carta psicrométrica, esta debe quedar con una pendiente, la cual representa la proporción correcta de eliminación de los calores latente y sensible (Pita, 2004).

4.8.2 BTU por pie cuadrado

El método de BTU (unidad térmica británica, por sus siglas en inglés) por pie cuadrado constituye un sistema para la comprobación de cálculos de carga. Está basado en el área del recinto por acondicionar y un factor de carga determinado por el diseñador, según experiencia previa, basado en las condiciones de la zona en la cual se ubica el proyecto y la aplicación a la que será sometido o destinado el espacio (Castro, 2017).

El uso de este método se limita únicamente a estimaciones aproximadas de carga y a «cálculos base» que brinden información relativamente superficial de las condiciones de un recinto, por lo que no debe ser tomado como una herramienta científica para el diseño, sino de comprobación o de aproximación iniciales, en caso de ser necesario.

$$Q = A \cdot f$$

Ecuación 17 Carga térmica total de un recinto

donde

Q = carga total del recinto [BTU/h].

A = área del recinto [ft^2].

f = factor de carga [BTU/ (h ft^2)].

4.8.3 Análisis de cambio de aire

Este método basa su análisis en la comparación de la cantidad de cambios de aire requeridos en un recinto (según lo indica ASHRAE) y la cantidad de cambios de aire «efectivos» que se realizan en el recinto (según el flujo de aire al recinto y el volumen de este). Debido a la relación directa con los cambios de aire mínimos estipulados por ASHRAE, su análisis resulta de mayor confiabilidad si se le compara con el BTU/ ft^2 , ya que este se basa en estándares y normativas aprobadas por un grupo de especialistas, mientras que el método de BTU/ ft^2 constituye una herramienta empírica y sin fundamento científico. El uso de este método resulta de utilidad en los casos donde las condiciones sanitarias del aire resultan de gran importancia.

$$ACH = CFM \cdot \frac{60}{V}$$

Ecuación 18 Cambios de aire por hora

donde

ACH = cambios de aire por hora.

CFM = flujo de aire en el recinto [ft^3/min].

V = volumen del recinto [ft^3].

4.8.4 Hourly Analysis Program

Hourly Analysis Program (HAP) es un programa de Carrier elaborado para ingenieros del área de calefacción y aire acondicionado, que sirve como herramienta en el diseño de sistemas de este tipo. Este programa posee dos herramientas de gran utilidad: características versátiles para diseño de sistemas HVAC y un confiable sistema para el análisis de energía y costos operativos de un diseño. Además, debido a las características que presenta, este programa puede ser utilizado para el diseño de «edificios verdes» (aprobado por LEED).

HAP tiene la capacidad de realizar un análisis para cada hora del día y cada día del año, facilitando análisis de consumo energético para su posterior estudio.



Figura 5 Logo del programa HAP de Carrier

Fuente: Carrier Corporation, 2019

El procedimiento por el cual esta herramienta realiza tanto los cálculos de carga térmica como las técnicas de simulación que el programa posee, se basa en el método de función de transferencia, que se encuentra respaldado por ASHRAE. Este procedimiento busca representar matemáticamente la relación de entrada y salida de un determinado componente, por lo que la función debe ser lo suficientemente detallada como para cubrir las características dinámicas y estáticas del dispositivo (ASHRAE, 2009).

4.9 Aire de suministro

Al acondicionar un recinto es necesario retomar algunos de los conceptos mostrados en el análisis psicrométrico. Según lo indicado anteriormente, con el fin de mantener la

temperatura y la humedad de los distintos recintos en valores y condiciones adecuadas, es necesario eliminar los calores sensible y latente. Este aire de suministro debe tener un menor contenido de calor sensible y latente en comparación con el aire del recinto (igual a las ganancias netas de calor del recinto), con el fin de cumplir con el principio de conservación de la energía.

$$Energía_{entrada} - Energía_{salida} = Cambio_{energía}$$

Ecuación 19 Principio de conservación de la energía

Donde la energía que fluye hacia el recinto está compuesta por RSHG y RLHG.

Para evitar que la temperatura y la humedad de un recinto varíen, es necesario que el cambio de energía en este sea igual a cero, con lo cual:

$$Energía_{entrada} = Energía_{salida}$$

Ecuación 20 Conservación de la energía para control de temperatura y humedad

Además

$$RSHG = 1,1 \cdot CFM \cdot \Delta T$$

Ecuación 21 Ganancia de calor sensible

$$RLHG = 0,68 \cdot CFM \cdot (W'_2 - W'_1)$$

Ecuación 22 Ganancia de calor latente

donde

$RSHG$ = ganancia de calor sensible [BTU/h].

CFM = flujo de ventilación del aire al recinto [ft³/min].

ΔT = cambio de temperatura [°F].

$RLHG$ = ganancia de calor latente [BTU/h].

W'_2 = relación de humedad exterior [granos agua/lb aire seco].

W'_1 = relación de humedad interior [granos agua/lb aire seco].

Con lo anterior es posible determinar las condiciones necesarias para el aire de suministro que logre compensar las ganancias de calor sensible y latente en el recinto.

Línea de proceso del serpentín

Se refiere a «la recta que se traza entre las condiciones del aire que entra y que sale del serpentín» (Pita, 2004). Esta línea depende de factores como la configuración del serpentín, la velocidad y la temperatura del refrigerante, entre otras.

La capacidad de un serpentín está definida como el calor total, sensible y latente que es capaz de eliminar del aire que se desea acondicionar y es posible determinarla a partir de la línea de proceso del serpentín.

Recalentamiento

En algunas aplicaciones resulta necesario realizar un «recalentamiento» del aire frío antes de ser entregado a los distintos recintos, para que el aire de suministro cumpla con las condiciones de calidad y confort necesarias para determinados procesos. Este serpentín o dispositivo de recalentamiento, toma el aire que se enfrió y le brinda calor, logrando así un control tanto en la temperatura como en la humedad en el aire de suministro. Existen diversas formas para recalentar el fluido, como resistencias eléctricas, el uso de recalentadores usando vapor o agua caliente como medio principal para realizar la transferencia de calor, donde el uso de cada uno de estos dispositivos estará regulado por el acceso a los diferentes medios y el criterio de quien diseña.

4.10 Sistemas de aire acondicionado

Los sistemas de aire acondicionado convencionales basan su funcionamiento bajo el principio de refrigeración, proceso en el que se da la compresión de vapor, con el fin de transformar la energía térmica de menor a mayor cantidad de esta (Çengel, Transferencia de Calor y Masa: Un Enfoque Práctico, 2007).

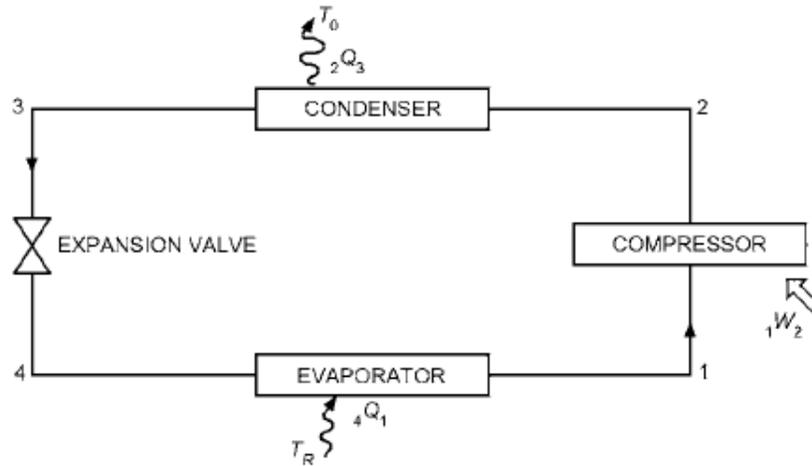


Figura 6 Principio de refrigeración

Fuente: ASHRAE, 2009

De forma básica, los sistemas de aire acondicionado poseen los siguientes elementos:

Refrigerante: Son las sustancias encargadas de absorber el calor de una zona, para expulsarlo en otra (ASHRAE, 2009).

Sistemas de distribución de aire, agua y refrigerante: Constituyen el medio por el cual se distribuye el fluido a todos los recintos que así lo requieran. Son de materiales diversos y su selección depende del tipo de fluido que transporten.

Equipo: Comprende las unidades evaporadoras y condensadoras (incluye unidades manejadoras de aire y enfriadores de agua, entre otros), así como el sistema de bombeo de fluidos necesario para el funcionamiento adecuado del sistema.

La necesidad de «zonificar» un edificio constituye la principal razón por la cual existen diversos sistemas para acondicionar el aire (Pita, 2004). Las cargas de enfriamiento varían en cada recinto debido a razones externas (del ambiente) como internas (ocupación, equipos, iluminación, entre otros), por lo que resulta útil contar con un sistema que varíe el suministro de aire como respuesta a los cambios en la carga de un recinto sin que los demás se vean afectados.

4.10.1 Acondicionamiento de aire en hospitales

Según Wang (2001), el uso de sistemas de aire acondicionado en hospitales busca la eliminación de bacterias y partículas submicrométricas en áreas como quirófanos, guarderías y unidades de cuidados intensivos. De igual manera, se menciona que para las salas de pacientes se recomienda manejar una carga de 25 cfm por persona, esto según la norma ASHRAE 62-1999.

El equipo utilizado en los distintos recintos de un hospital es la principal fuente emisora de calor, por lo que es necesario determinar el grado de influencia del calor emitido mediante los cálculos previos, con el fin de elaborar un adecuado diseño.

Como parte de este análisis y a manera de ejemplo, ASHRAE brinda una serie de datos con los típicos equipos médicos presentes en los centros hospitalarios (ver Tabla 1).

Tabla 1 Ganancia de calor recomendada de los típicos equipos médicos

Equipo	Dato de placa (W)	Pico (W)	Promedio (W)
Sistema de anestesia	250	177	166
Calentador de sábana	500	504	221
Medidor de presión sanguínea	180	33	29
Calentador de sangre	360	204	114
ECG/RESP	1440	54	50
Electrocirugía	1000	147	109
Endoscopio	1688	605	596
Bisturí armónico	230	60	59

Bomba histeroscópica	180	35	34
Sonidos láser	1200	256	229
Microscopio óptico	330	65	63
Oxímetro de pulso	72	21	20
Caminadora de esfuerzo	N/A	198	173
Sistema de ultrasonido	1800	1063	1050
Succión al vacío	621	337	302
Sistema de rayos X	968		82
	1725	534	480
	2070		18

Fuente: ASHRAE, 2009

A continuación, se mencionan brevemente aquellas habitaciones que poseen algún grado especial en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire pertinente, que vienen estipulados específicamente en el manual de diseño para hospitales y clínicas elaborado por ASHRAE (2013). En el Anexo 8 se muestran tablas con los datos necesarios para los distintos recintos en caso de querer ver mayor detalle de sus condiciones de diseño.

4.10.1.1 Salas de cirugía

El control de la calidad del aire en salas de cirugía constituye un punto primordial al acondicionar el aire de estos espacios, siendo el control y manejo de los contaminantes transportados por el aire su principal cuidado, aunado a las condiciones de confort necesarias en este tipo de recintos. Las partículas que entran a través del sistema de ventilación pueden ser controladas haciendo uso de filtros de alta eficiencia, mientras que la infiltración del aire en las salas puede manejarse manteniendo una presión positiva con respecto de los recintos adyacentes (Price, 2019).

Una de las maneras más simples de mantener las condiciones de limpieza en el aire necesarias en las salas de cirugía es mediante el control o incremento de los cambios de aire fresco requeridos, sin dejar de lado las condiciones de confort de la zona. Al controlar de manera eficiente estos aspectos en el sistema de distribución del aire, es posible garantizar

un diseño adecuado del sistema de acondicionamiento de aire. Para lograr un adecuado control de las condiciones necesarias en el aire de las salas resulta necesario el uso de varios dispositivos, los cuales se pueden observar en la siguiente figura:

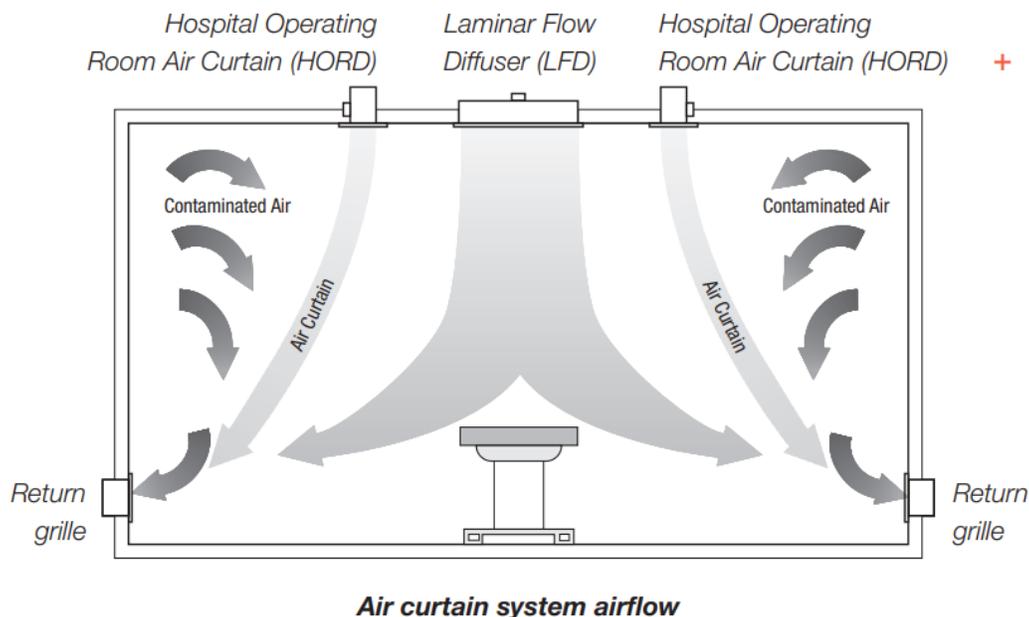


Figura 7 Acondicionamiento de aire en salas de cirugía

Fuente: Price, 2019

Sistema de flujo laminar

El desarrollo de este tipo de sistemas se basó en proveer un método para controlar el transporte de aire contaminado en las salas de cirugía al introducir aire a una baja velocidad de manera uniforme, brindando un flujo de aire que es estable hacia abajo (Price, 2019). Este flujo de aire debe ser filtrado, lo cual se logra haciendo pasar la masa de aire a través de un filtro de alta eficiencia o HEPA por sus siglas en inglés (High Efficiency Particulate Air). Con el fin de garantizar la calidad del aire que se suministra en el recinto, este banco de filtros debe ubicarse justo antes del ingreso del aire a la sala de operaciones.

Sistema de cortina de aire

Este sistema particular es creado haciendo uso de difusores de ranura lineal, ubicándolos alrededor de la mesa de operaciones. Estos difusores deben instalarse a una distancia de al menos 3 ft (0,92 m) de la mesa, lo que garantiza una movilización adecuada por parte del personal médico dentro de la zona limpia de la sala. Los difusores de aire lineales suministran aire a un ángulo aproximado de 15° con respecto de la vertical, lo que permite mantener una barrera entre la zona limpia alrededor de la mesa de operaciones y el resto del recinto (Price, 2019).

Tanto el sistema de flujo laminar como el sistema de cortina de aire se deben acoplar en el sistema de acondicionamiento de aire de las salas de cirugía. Price (2019) recomienda usar entre 65 - 75% para el sistema de cortina de aire del suministro total de aire en la sala y el restante 25 - 35% para el sistema de flujo laminar.

Para el caso de los sistemas de extracción o retorno de aire, las rejillas deben ubicarse en un nivel bajo, entre 3 – 6 pulgadas sobre el suelo. Convenientemente es necesario ubicar cuatro rejillas de extracción/retorno dentro de las salas de operación; en caso de no ser posible, la mejor opción es ubicar dos rejillas lo más alejadas posible entre sí (usualmente las esquinas de las salas).

4.10.1.2 Cuartos de aislamiento

Este tipo de recintos puede ser de tipo infeccioso, protector o mixto, dependiendo de las características que presenten los pacientes que están destinados a usar las instalaciones. También resulta de gran importancia determinar previamente el fin de estos cuartos, debido a que las condiciones de diseño varían de forma significativa entre uno y otro. Para determinar las condiciones necesarias, es indispensable retomar lo indicado en el manual creado por AHSRAE para este tipo de instalaciones.

Aislamiento infectocontagioso

Hace referencia a cuartos para pacientes con algún tipo de enfermedad que pueda ser transmitida vía aérea. Este tipo de recintos debe mantener una presión negativa del aire con respecto de sus áreas adyacentes y, debido a las características del aire mezclado en el recinto, todo el aire debe ser extraído hacia el exterior; ubicando las rejillas de extracción directamente sobre la cama del paciente se incrementa la eficiencia del sistema, además de garantizar un estado de limpieza adecuado en el aire de la habitación (ASHRAE, 2013). Agregado a lo anterior, ASHRAE recomienda el uso de una planta de emergencia (como sistema de respaldo) para este tipo de habitaciones, además de tener muy bien identificada la salida de aire, con el fin de evitar una potencial contaminación a causa de exposición por parte del personal de mantenimiento o del de operación.

En caso de existir una esclusa previa a la entrada a la habitación, esta debe estar diseñada con un sistema en presión negativa con respecto del pasillo y presión positiva con respecto del cuarto principal.

Aislamiento de ambiente protector

Se refiere a aquellos cuartos destinados a pacientes con alguna deficiencia del sistema inmunológico, lo que les hace susceptibles a contraer enfermedades. En este caso, es necesario mantener una presión positiva del aire con respecto de sus cuartos más próximos. Se debe ubicar el difusor directamente sobre la cama del paciente, con la rejilla de retorno cerca de la puerta de salida de la habitación.

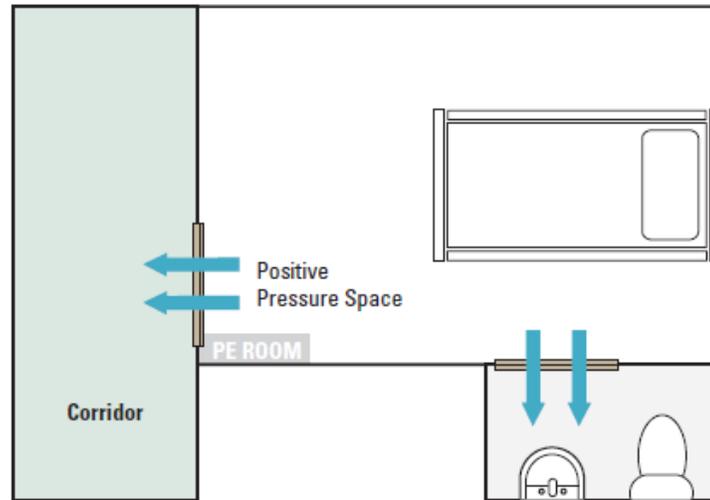


Figura 8 Acondicionamiento de aire en cuartos de aislamiento de ambiente protector

Fuente: Price, 2019

4.10.1.3 Salas de expulsivos

Su diseño se basa en lo estipulado para el caso de las salas de operaciones, sin tener la necesidad de utilizar difusores de flujo laminar.

4.10.1.4 Salas de recuperación

Según se indica en el manual de ASHRAE (2013), estas salas deben estar positivamente presurizadas con respecto del pasillo. Se debe tener en consideración que la velocidad máxima alrededor de los pacientes no debe exceder 0,25 m/s, con el fin de evitar quejas por las corrientes de aire que puedan surgir. Los retornos de aire deben estar ubicados cerca del suelo, similar a la situación presentada en las salas de operación.

4.10.2 Refrigerantes

Como se mencionó anteriormente, los refrigerantes son los principales encargados de realizar el proceso de transferencia de calor en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. El refrigerante seleccionado para un sistema debe satisfacer algunos

requisitos, donde no todos se relacionan con su capacidad para transferir calor. La estabilidad química bajo condiciones de uso, costo, disponibilidad, eficiencia y el cumplimiento de las normas de seguridad requeridas en determinadas aplicaciones son solo algunos de los requisitos a los que está sometida la selección de este (ASHRAE, 2009).

Según la composición química, los refrigerantes pueden clasificarse en orgánicos, inorgánicos o mezclas.

Los refrigerantes de tipo orgánico (CFC, HCFC y HFC) tienen efectos sobre el cambio climático y la capa de ozono (CFC, HCFC), por lo que su uso y empleo está regulado por normas y acuerdos, como el Protocolo de Kioto y el Protocolo de Montreal, los cuales velan por minimizar el impacto ambiental, mejorar la eficiencia de los sistemas de acondicionamiento de aire y la forma en que estos operan (ASHRAE, 2009).

Además, existe otro tipo de refrigerante denominado HFO (hidrofluorolefina), que surge como alternativas con bajo impacto ambiental y reducidos valores de GWP. Ofrece un comportamiento similar al presentado por los HFC, por lo que su implementación representa una alternativa «más ecológica» en cuanto a sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Con el fin de facilitar la selección de refrigerantes, además de brindar información de carácter ambiental y de desempeño de estos en los respectivos sistemas, se ha establecido el uso de indicadores, como el «potencial de agotamiento del ozono» (ODP por sus siglas en inglés) y el «potencial de calentamiento global» (GWP por sus siglas en inglés), entre otros de gran importancia. Las figuras que se muestran a continuación muestran los valores de ODP y GWP para algunos de los refrigerantes de mayor uso en los sistemas de acondicionamiento de aire.

Cabe resaltar que en el caso de los refrigerantes de tipo HFC, sus valores de ODP resultan muy bajos, al nivel de considerarse despreciables, por lo que se encuentran representados con un valor de cero (ASHRAE, 2009).

Table 3 Refrigerant Environmental Properties

Refrigerant	Atmospheric Lifetime, years ^a	ODP ^b	GWP ₁₀₀ ^c
R-11	45	1	4750
R-12	100	1	10,900
R-13	640	1	14,400
R-22	12	0.055	1810
R-23	270	0	14,800
R-32	4.9	0	675
R-113	85	0.8	6130
R-114	300	1	10,000
R-115	1700	0.6	7370
R-116	10,000	0	12,200
R-123	1.3	0.02	77
R-124	5.8	0.022	609
R-125	29	0	3500
R-134a	14	0	1430
R-141b	9.3	0.11	725
R-142b	17.9	0.065	2310
R-143a	52	0	4470
R-152a	1.4	0	124
R-218	2600	0	8830
R-227ea	34.2	0	3220
R-236fa	240	0	9810
R-245ca	6.2 ^d	0	693 ^d
R-245fa	7.6	0	1030
R-C318	3200	0	10,300
R-744	Variable	0	1
R-290	0.41 ^d	0	~20 ^d
R-600	0.018 ^d	0	~20 ^d
R-600a	0.019 ^d	0	~20 ^d
R-601a	0.01 ^d	0	~20 ^d
R-717	0.01 ^d	0	<1 ^d
R-1270	0.001 ^d	0	~20 ^d

^aAtmospheric lifetimes from Table 2.14 of IPCC (2007b) except where indicated.

^bODP from UNEP (2006), Section 1.1, Annexes A, B, and C, pp. 23-25.

^cGWP₁₀₀ from Table 2.14 of IPCC (2007b) except where indicated.

^dCalm and Hourahan (2007).

Figura 9 Características ambientales de refrigerantes

Fuente: ASHRAE, 2009

Table 4 Environmental Properties of Refrigerant Blends

Refrigerant Number	ODP*	GWP ₁₀₀ *	Refrigerant Number	ODP*	GWP ₁₀₀ *
401A	0.033	1200	415B	0.013	550
401B	0.036	1300	416A	0.008	1100
401C	0.027	930	417A	0.000	2300
402A	0.019	2800	418A	0.048	1700
402B	0.030	2400	419A	0	3000
403A	0.038	3100	420A	0.008	1500
403B	0.028	4500	421A	0	2600
404A	0	3900	421B	0	3200
405A	0.026	5300	422A	0	3100
406A	0.056	1900	422B	0	2500
407A	0	2100	422C	0	3100
407B	0	2800	422D	0	2700
407C	0	1800	423A	0	2300
407D	0	1600	424A	0	2400
407E	0	1600	425A	0	1500
408A	0.024	3200	426A	0	1500
409A	0.046	1600	427A	0	2100
409B	0.045	1600	428A	0	3600
410A	0	2100	500	0.738	8100
411A	0.044	1600	502	0.250	4700
411B	0.047	1700	503	0.599	15,000
412A	0.053	2300	507A	0	4000
413A	0	2100	508A	0	13,000
414A	0.043	1500	508B	0	13,000
414B	0.039	1400	509A	0.022	5700
415A	0.028	1500			

*ODPs and GWP₁₀₀s from Calm and Hourahan (2007), computed based on mass-weighted averages of values for individual components.

Figura 10 Características ambientales de refrigerantes tipo mezcla

Fuente: ASHRAE, 2009

4.10.3 Unidades manejadoras de aire

Las unidades manejadoras de aire se componen, básicamente, de serpentines, ventilador, filtros, compuertas y caja, las cuales son armadas de fábrica en forma de secciones, lo que facilita en gran manera las labores de mantenimiento. Estas unidades están compuestas por una serie de módulos o secciones que son seleccionados por los diseñadores, buscando cumplir con las necesidades que presenta un recinto (Pita, 2004).

El tipo de manejadora lo define la instalación del ventilador: si el ventilador está antes del serpentín se denomina «unidad de soplador» y en el caso de que se encuentre ubicado después del serpentín se llama «unidad de succión», siendo este último el de mayor preferencia debido a que el aire, al ser succionado por el ventilador, fluye de forma más uniforme a través del serpentín, lo que mejora la transferencia de calor (Pita, 2004).

Serpentín

Usualmente son fabricados en tubos de cobre con aletas de aluminio y están dispuestos en forma de zigzag, con el objetivo de facilitar y mejorar la transferencia de calor (Çengel, Transferencia de Calor y Masa: Un Enfoque Práctico, 2007). Su selección se basa en el funcionamiento deseado del aire de suministro, haciendo uso de tablas o gráficas brindadas por los fabricantes, tal y como se muestra en la figura mostrada a continuación:

No. de capas	Velocidad superficial, ft/min					
	8 aletas/in			14 aletas/in		
	400	500	600	400	500	600
2	0.60	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			

Figura 11 Factores de contacto en la selección de serpentines

Fuente: Pita, 2004

Filtros

La mayoría de los sistemas cuentan con elementos que reducen las partículas de polvo o tierra, así como de otras partículas suspendidas en el aire producto de la contaminación. Por esto, la limpieza del aire constituye un factor de gran importancia según sea la aplicación al que esté destinado el sistema de acondicionamiento de aire (Pita, 2004).

MERV	0.3-1.0 μm	1.0-3.0 μm	3.0-10 μm
Category E-3			
6	—	—	35 to 50%
7	—	—	50 to 70%
8	—	—	70 to 85%
9	—	—	85% +
Category E-2			
10	—	60 to 65%	85% +
11	—	65 to 80%	85% +
12	—	80% +	85% +
Category E-1			
13	< 75%	90% +	99% +
14	75 to 85%	90% +	99% +
15	85 to 95%	90% +	99% +
17	99%	99%	99%

Figura 12 Valores de eficiencia mínima reportada (MERV) en los filtros, según el tamaño de las partículas por filtrar

Fuente: ASHRAE, 2013

La selección adecuada de filtros incide de forma directa en las condiciones de salud de las personas. De igual forma, un adecuado mantenimiento de estos conlleva a suministrar una mejor calidad del aire, lo que reduce el riesgo de padecimientos respiratorios, protege al equipo de acondicionamiento en uso y ayuda a mantener una eficiencia óptima del sistema, entre otros puntos. La selección de los distintos bancos de filtros se hace con base en los datos brindados en la figura anterior, donde se brindan los parámetros mínimos con respecto del grado de filtración o eficiencia del banco de filtros (clasificación MERV).

Según Pita (2004), es posible clasificar los filtros de la siguiente manera:

- Tipo de medio filtrante.
- Permanentes o desechables.
- Estacionarios o renovables.
- Limpiadores electrónicos de aire.

La selección del tipo de filtro o conjunto de filtros a utilizar queda a criterio del diseñador, bajo la tutela de las normas que rigen el proyecto en estudio, tal y como sucede con la clasificación MERV.

La eficiencia de los filtros de aire está basada en el tamaño de las partículas por filtrar y hace referencia a valores en el orden de micras (1×10^{-6} m), alcanzando valores lo suficientemente pequeños como para filtrar el paso de bacterias, lo que garantiza la calidad del aire de suministro en los distintos espacios por acondicionar (ASHRAE, 2013).

Space Designation (According to Function)	Filter Bank No. 1, MERV ^a	Filter Bank No. 2, MERV ^a
Classes B and C surgery; inpatient and ambulatory diagnostic and therapeutic radiology; inpatient delivery and recovery spaces	7	14
Inpatient care, treatment and diagnosis, and those spaces providing direct service or clean supplies and clean processing (except as noted below); AII (rooms)	7	14
Protective environment rooms (PE)	7	17 (HEPA) ^c
Laboratories; Class A surgery and associated semirestricted spaces	13 ^b	N/R ^d
Administrative; bulk storage, soiled holding spaces; food preparation spaces; and laundries	7	N/R
All other outpatient spaces	7	N/R
Skilled nurses facilities	7	N/R

Figura 13 Eficiencia mínima en filtros según el espacio por acondicionar

Fuente: ASHRAE, 2013

Tal y como se indica en la Figura 13, el uso de los filtros depende directamente de la aplicación a la que se destine el recinto y brinda una clasificación mínima que debe ser tomada en consideración por quien diseña.

4.11 Sistema de distribución de aire

«Ventilar es cambiar, renovar, extraer el aire interior de un recinto y sustituirlo por aire nuevo del exterior a fin de evitar su enrarecimiento, eliminando el calor, el polvo, el vapor, los olores y cuanto elemento perjudicial o impurezas contenga el aire ambiental encerrado dentro del local» (Carnicer, 1998).

El fragmento anterior explica de forma breve y concisa la importancia de los sistemas de ventilación en edificios y para el caso del aire acondicionado resulta en un complemento perfecto. Por tanto, el diseño adecuado del sistema de ductos y la selección de un ventilador apropiado para los distintos sistemas, contribuyen a un acondicionamiento óptimo de los espacios, facilitando el transporte de los fluidos de la forma más eficiente posible.

La ventilación de los recintos se puede lograr mediante la extracción o la impulsión del aire, o haciendo uso de ambos métodos, como es el caso de los sistemas de aire acondicionado. Además, el sistema de ventilación permite manejar las presiones internas de los espacios por acondicionar, lo que aumenta en gran manera las opciones de uso de los sistemas de acondicionamiento de aire.

La sección transversal de los conductos debe permitir la circulación del aire a una velocidad óptima, para lo cual se debe tomar en cuenta las recomendaciones brindadas tanto por los fabricantes como por las diferentes normativas que brindan las instituciones encargadas de regular y garantizar un servicio adecuado. Existen diversos métodos para el dimensionamiento de los conductos, dependiendo principalmente de la velocidad del fluido en el sistema y de la presión del aire dentro del conducto. En este caso particular, se toma como base la velocidad, debido a que los sistemas de acondicionamiento de aire para centros

de salud tienen importantes restricciones en cuanto a control de ruidos, además de posibles riesgos a la salud en caso de exceder los límites establecidos por ASHRAE.

4.11.1 Ventiladores

Los ventiladores se pueden clasificar en: ventiladores axiales (helicoidales), los cuales lanzan el aire en dirección axial, y ventiladores radiales (centrífugos), donde la corriente de aire actúa de forma radial a través del rodete. También es posible clasificar los ventiladores según el efecto que produce en la presión, por la forma de los álabes, por la disposición de los álabes o por sus aplicaciones (Carnicer, 1998).

Para seleccionar un ventilador adecuado, es necesario conocer características como la relación caudal-presión, la naturaleza del fluido que se desea mover o su aplicación; una vez definido esto es posible consultar mediante el uso de catálogos de distintos fabricantes y realizar una selección adecuada del dispositivo. Es necesario tomar en cuenta la pérdida de presión que se da a través de los ductos debido a las características del material usado en este y a los accesorios utilizados en la red de distribución, con el fin de garantizar un suministro y extracción óptimo del aire en los recintos.

4.11.2 Cálculo de un sistema de baja velocidad

Según Carrier, el cálculo de sistemas de baja velocidad puede realizarse mediante el uso de tres métodos:

- Reducción de velocidad.
- Pérdida de carga constante.
- Recuperación estática

Reducción de velocidad

Consiste en seleccionar una velocidad del aire en la descarga del ventilador e instaurar una serie de reducciones a lo largo del ducto (Carrier Air Conditioning Company). La velocidad establecida inicialmente no debe sobrepasar los límites establecidos en la siguiente figura:

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (conductos principales)	FACTOR DE CONTROL – ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios de hotel Dormitorios de hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares Despachos de directores Bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas de cine y teatro Auditorios	4	6,5	5,5	5	4
Oficinas públicas Restaurantes de primera categoría Comercios de primera categoría Bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios de categoría media Cafeterías	9	10	7,5	8	6
Lócales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Figura 14 Velocidad máxima [m/s] en el sistema de ductos según su aplicación

Fuente: Carrier

Una vez establecida la velocidad inicial, se procede a realizar la selección de los conductos, partiendo tanto de la velocidad del aire, como del caudal de este. Para realizar esta selección se debe tomar en cuenta la relación entre el área transversal de un conducto rectangular y el área transversal de un conducto circular, para lo cual es posible realizar una conversión de diámetro a dimensiones para ductos rectangulares, obteniendo los mismos resultados de carga.

Para determinar la presión estática que debe manejar el ventilador, se procede a realizar el cálculo de las pérdidas de presión por accesorios (codos, acoplamientos, difusores) y las pérdidas por el tramo de conducto recto (producto de la rugosidad del material seleccionado). Debido a que un sistema de conductos puede presentar múltiples derivaciones, es necesario establecer una ruta crítica (ruta con la mayor pérdida de carga), lo que simplifica

en gran manera los cálculos pertinentes, facilitando el análisis de la red de conductos y disminuyendo el tiempo empleado en los cálculos adecuados. Con el fin de determinar las pérdidas de presión en los distintos accesorios que puede presentar una red de ductos, es posible tomar en consideración los datos de las figuras del Anexo 10, los cuales son representados en términos de «longitud equivalente».

Pérdida de carga constante

Este método consiste en calcular los ductos asumiendo una pérdida de presión igual a lo largo de todo el conducto. Al igual que el método anterior, es necesario establecer previamente una velocidad inicial en el conducto principal del ventilador, tomando en consideración las restricciones previamente comentadas.

Seguidamente, se dimensionan los conductos haciendo uso de un nomograma para ductos redondos (Anexo 10), o usando los datos que se muestran en la figura adjunta.

% CAUDAL m ³ /h	% ÁREA CONDUCTO						
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

Figura 15 Porcentaje de área de sección recta en ramas para conservar constante el rozamiento

Fuente: Carrier

El uso de los datos mostrados en la figura anterior reduce en gran manera los errores de paralaje que puedan surgir producto del uso del nomograma, además de la falta de experiencia en el uso de este tipo de herramientas; estos datos proporcionan los mismos resultados que el gráfico descrito previamente.

Una vez determinados los factores de dimensionamiento de los ductos, se procede a seleccionar sus dimensiones respectivas. Este método tiene la ventaja de reducir de forma automática la velocidad del aire en el sentido en el que fluye la corriente de aire (Carrier Air Conditioning Company).

Finalmente, para determinar la pérdida total de carga, se determina la ruta crítica de la red de ductos, obteniendo así la potencia del ventilador. Cabe destacar que el uso de este método no permite obtener una condición de presión estática uniforme en todos los puntos del conducto, por lo que se sugiere el uso de compuertas reguladoras (también llamadas «dampers») que ayuden en la regulación del caudal de aire presente en las diferentes salidas de este.

Recuperación estática

Consiste en dimensionar los ductos de forma tal que el aumento en la presión estática en cada derivación o boca de impulsión compense las pérdidas causadas por el rozamiento en la sección consecuente del conducto. Con esto se garantiza que la presión estática será uniforme en todo el conducto.

Nuevamente, es necesario seleccionar una velocidad inicial a la salida del ventilador (considerar Figura 14) y se dimensiona la primera sección del conducto usando las relaciones entre caudal y área; las otras secciones de ducto se dimensionan usando los gráficos de «relación L/Q» y el de «recuperación estática para baja velocidad» de los anexos. A partir de los datos tomados de estos gráficos y en conjunto con la determinación del caudal de aire que fluye por un conducto, es posible establecer las dimensiones de la sección transversal de estos. Al determinar cada sección, se establece que la pérdida de la carga a lo largo del

conducto se iguale con el aumento de la presión estática que es causada por los cambios de velocidad después de cada derivación (Carrier Air Conditioning Company).

4.11.3 Pérdida de carga en un accesorio del sistema

El término «accesorio» hace referencia a cualquier acoplamiento que se integre a un conducto recto, con el fin de desviar el cauce de un fluido o alguna característica en especial. El cálculo de este tipo de elementos es expresado en términos de «longitud equivalente». Para lograr esto, se cuenta con tablas que facilitan el procesamiento de los datos con los que se cuenta, logrando así un dimensionamiento adecuado del sistema de ductos y la selección de los equipos pertinentes que ve afectado su funcionamiento por la pérdida de presión en el sistema.

4.12 Sistema de distribución de agua helada

El sistema de tuberías puede estar compuesto por diversos materiales. En los sistemas de aire acondicionado, el cobre rígido, el hierro negro, el cobre blando y el acero constituyen de los principales materiales seleccionados para la elaboración de la red de tuberías. En general, la selección del material depende de factores como: características del fluido por transportar, presión de trabajo, caudal, temperatura del fluido y condiciones ambientales de la zona en la que será implementado el sistema, entre otros.

Según Carrier (s.f.), para sistemas de agua helada se recomienda el uso de cobre duro y de hierro negro o galvanizado.

Para un diseño adecuado de la red de tuberías Pita (2004) brinda una serie de pasos recomendados a seguir, los cuales son mencionados a continuación:

1. Elaborar un diagrama general en el que se represente el sistema de tubería y las unidades terminales de esta.

2. Calcular el flujo necesario en cada sección del sistema para el manejo de la carga total.
3. Seleccionar un valor de pérdidas por fricción a partir del cabezal de la bomba, considerando que esta debe estar entre 1 y 5 pies de agua por cada 100 pies de tubo; la velocidad en el cabezal no debe ser mayor a 6 pies por segundo.
4. Seleccionar un diámetro de tubo para el cabezal de la bomba haciendo uso de los nomogramas respectivos.
5. Realizar los pasos anteriores para cada uno de los ramales o secciones de la red de tubería, considerando que, a menor flujo, menor debe ser el diámetro del tubo.
6. Determinar la ruta crítica de todo el sistema de tuberías, con el fin de obtener la mayor caída de presión de todo el sistema, misma que debe ser considerada en la selección de la bomba.

A nivel general, el uso de la Ecuación 23 brinda los parámetros principales en el cálculo del intercambio de calor entre fluidos.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta t$$

Ecuación 23 Cálculo de intercambio de calor

donde

\dot{Q} = intercambio de calor con respecto al tiempo en un sistema [BTU/h].

\dot{m} = flujo másico [lb/h].

C_p = calor específico del fluido [BTU/ (lb °F)].

Δt = diferencia de temperatura [°F].

A partir de la fórmula anterior, es posible obtener los datos de flujo másico del fluido por transportar, con lo cual es posible determinar los diámetros correspondientes de tubería, según la lista de pasos brindada por Pita (2004), y que fue mencionada anteriormente.

Como es posible observar, en el paso 6 es necesario determinar la ruta crítica, siguiendo un procedimiento similar en comparación con el dimensionamiento de ductos. En este caso, la caída de la presión a lo largo de la tubería, más la causada por la incorporación de accesorios en este sistema, debe ser contrarrestada por el sistema de bombeo, encargado de dar el impulso necesario al fluido para cumplir de forma eficiente con las necesidades del sistema de acondicionamiento de aire.

Para el cálculo de la pérdida de la carga debido a la fricción del fluido en un tubo recto se dispone de nomogramas, con características específicas según el material en uso, y que brindan la información necesaria para realizar un análisis adecuado de la caída de presión. A manera de ejemplo, se muestra el nomograma correspondiente al estudio de tubos hechos de acero cédula 40.

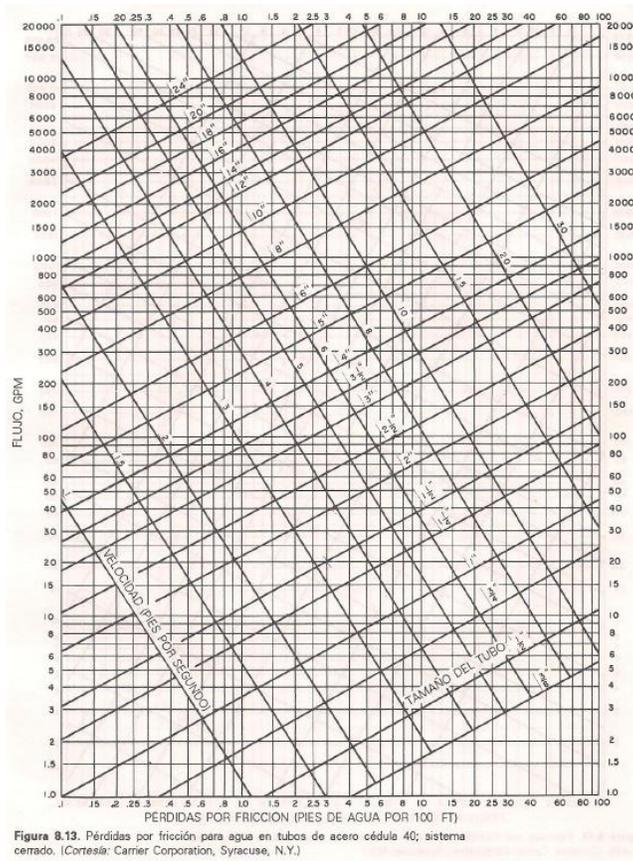


Figura 16 Nomograma de pérdidas por fricción para agua en tubo de acero cédula 40

Fuente: Pita, 2004

Además del análisis que se da para tramos de tubo recto, es necesario considerar todas las pérdidas ocasionadas por aquellos elementos propios del sistema de tubería, como codos y reducciones, además del empleo de las válvulas necesarias para el control y manejo del fluido a lo largo de la red. Estos accesorios propician el cambio en la dirección a la que fluye un fluido, además de la generación de turbulencias producto del funcionamiento y la inclusión de estos dispositivos en los tramos de tubería.

Las pérdidas de presión causadas por accesorios son denominadas pérdidas dinámicas, pueden ser determinadas en términos de «longitud equivalente» y sus valores correspondientes (en términos de pies de tubería) pueden observarse en la Figura 17.

TABLA 8.1. LONGITUD EQUIVALENTE, PIES DE TUBO, PARA CONEXIONES Y VÁLVULAS

	Tamaño Nominal de Tubo (pulgadas)												
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10
Codo de 45°	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4.0	5.5	6.6	8.0	11.0	13.2
Codo normal de 90°	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Codo de 90° radio largo	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	8.4	10.4	14.0	16.8
Válvula compuerta abierta	0.7	0.9	1.0	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6.0	7.0	9.0	12.0
Válvula de globo abierta	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Válvula de ángulo	7	9	12	15	18	24							
Te — flujo recto	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Válvula de retención horizontal	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Te de flujo recto	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Válvula de ángulo para radiador		5	5	5	5								
Te divergente	20	14	11	12	14	14	14						
Válvula de retención de flujo		27	42	60	63	83	104	125	126				
Purgador de aire		2	3	4	5	7	8	13	15				
De caldera (típica)	5	7	9	11	11								

Figura 17 Longitud equivalente para conexiones y válvulas en tubería

Fuente: Pita, 2004

Con el fin de facilitar la determinación de la ruta crítica en una red de tuberías, Pita (2004) recomienda el estudio del circuito más largo y el que tenga mayor número de componentes, obteniendo los resultados respectivos en términos de longitud equivalente, tal y como se mencionó anteriormente.

4.12.1 Aislamiento en tuberías

El aislamiento térmico es utilizado para limitar la ganancia o pérdida de calor en las superficies que trabajan a temperaturas mayores o menores (según sea el caso) a la del ambiente (ASHRAE, 2009). De igual manera, este componente ayuda a eliminar la condensación en la superficie de los distintos materiales, producto de la diferencia en las condiciones entre el fluido transportado y las condiciones ambientales inmediatas que rodean el sistema.

Este tipo de mecanismo puede ser utilizado para obtener múltiples resultados, entre los que destacan:

- Conservación de la energía.

- Protección personal.
- Control de condensados.
- Control de procesos.
- Protección al congelamiento.
- Control de ruido
- Seguridad ante la presencia de fuego.

En el caso de los sistemas de acondicionamiento de aire, la selección de un aislamiento adecuado depende de varios factores que afectan de forma directa el desempeño de este dispositivo. Algunas de las propiedades físicas que afectan la aplicación de los aislamientos son: temperatura de trabajo, conductividad térmica, resistencia a la compresión y la permeabilidad al vapor de agua, entre otras (ASHRAE, 2009). En la figura que se muestra a continuación, se detallan propiedades físicas de usual interés en el momento de seleccionar el material del aislante térmico.

	Calcium Silicate	Flexible Elastomeric	Mineral Fiber	Cellular Glass	Cellular Polystyrene	Cellular Polyisocyanurate	Cellular Phenolic	Cellular Polyolefin
ASTM Standard	C533	C534	C547, C553, C612	C552	C578	C591	C1126	C1427
Type/grade listed	Type I	Type I Grade 1	Type IVB Category 1	Type I Grade 1	Type XIII	Type IV Grade 2	Type III Grade 1	Type I Grade 1
Max. operating temperature, °F	1200	220	1200	800	165	300	257	200
Min. operating temperature, °F	140	-70	0	-450	-297	-297	-40	-150
Min. compressive resistance, psi	100 at 5%	NS	NS	60 at failure	20 at 10%	21 at 10%	18	NS
Max. thermal conductivity, Btu·in/h·ft ² ·°F								
0°F mean	NA	0.26	NA	0.27	0.22	0.18	0.13	0.33
25°F	NA	NS	0.23	NS	0.23	NS	NS	NS
75°F	NA	0.28	0.24	0.31	0.26	0.18	0.13	0.35
200°F	0.45	NA	0.30	0.40	NA	0.24	NA	NA
400°F	0.55	NA	0.42	0.58	NA	NA	NA	NA
600°F	0.66	NA	0.63	NA	NA	NA	NA	NA
Maximum water vapor permeability, perm·in.	NS	0.10	NA	0.005	1.5	4.0	0.15	0.05
Maximum liquid water absorption, % volume	NS	0.2	NS	0.5	0.5 (24 h)	0.5 (24 h)	3.0 to 8.0	0.2
Maximum water vapor sorption, % weight	NS	NS	5	NS	NS	NS	NS	NS
Maximum surface burning characteristics	0/0	25/50	25/50	5/0	NS	NS	25/50	NS

Note: NA = not applicable. NS = not stated (i.e., ASTM Standards do not include a value for this property). Properties not stated do not necessarily indicate that material is not appropriate for a given application depending on that property. See previous editions of *ASHRAE Handbook—Fundamentals* for data on historical insulation materials.

Figura 18 Desempeño de algunos materiales usados como aislantes térmicos

Fuente: ASHRAE, 2009

Según Pita (2004) se debe hacer uso de aislamiento térmico en toda la tubería de sistemas hidrónicos, sean estos fríos o calientes. Para el caso de sistemas de agua helada,

resulta necesario evitar la condensación producto de la humedad del aire sobre la superficie de la tubería fría, condición que podría dañar el aislamiento y causar inconvenientes en los recintos aledaños. Esta situación se puede controlar al cubrir el aislamiento con un material que sirva como barrera de vapor (Pita, 2004), o mediante la implementación de aislamientos elastoméricos de celda cerrada.

Además, Pita (2004) menciona que un buen aislamiento debe tener características especiales, como:

- Baja conductividad térmica.
- No ser combustible.
- No estar sujeto a deterioro o pudrición.
- Tener una resistencia adecuada.

El suministro de estos mecanismos puede estar dado en forma de colchoneta o de cañas premoldeadas ajustables a la tubería, lo que facilita en gran manera su instalación.

4.12.2 Sistemas de tubería hidrónica

Los sistemas hidrónicos son aquellos en los que se emplea tubería para hacer circular agua caliente o fría con el fin de acondicionar el aire en un recinto, donde las unidades terminales son las encargadas de realizar la transferencia de calor necesaria para cumplir con los estándares requeridos (Pita, 2004).

De forma básica, este tipo de sistemas está compuesto por la fuente principal de intercambio de calor (enfriador de agua), el sistema de expansión, el sistema de separación de aire (ubicado entre el sistema de expansión y el sistema de bombeo; no se muestra en la figura adjunta), el sistema de bombeo, el sistema de distribución y la carga final (encargada de acondicionar los espacios respectivos). Esquemáticamente se representa de la siguiente manera:

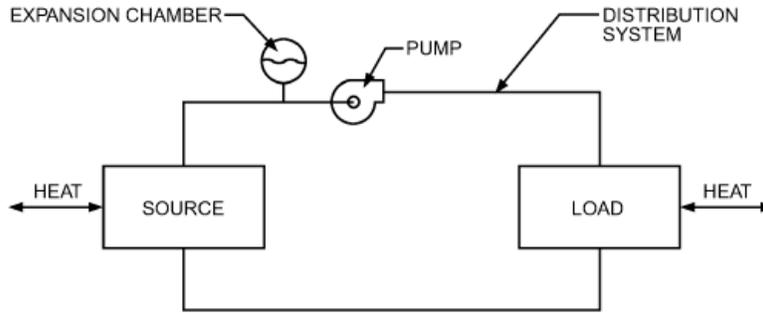


Figura 19 Componentes básicos en sistemas de tubería hidrónica

Fuente: ASHRAE, 2008

Existen diversas configuraciones de diseño para las redes hidrónicas, las cuales determinan el uso de equipo auxiliar necesario para un correcto funcionamiento y desempeño del sistema empleado. Básicamente, estas configuraciones pueden ser tipo circuito en serie o un sistema de cabezal.

Circuito en serie

Este sistema se caracteriza por estar configurado en forma de anillo, donde todas las unidades se encuentran conectadas en serie a la red hidrónica. En estos sistemas, toda el agua pasa a través de cada unidad terminal, pasando por el enfriador de agua para luego ser impulsada por una bomba nuevamente a cada una de las terminales (ver Figura 20).

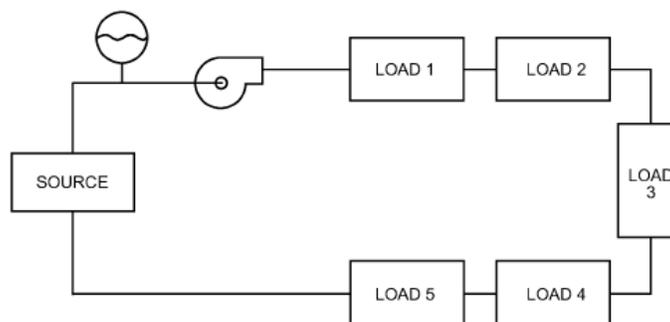


Figura 20 Sistema de tubería de circuito en serie

Fuente: ASHRAE, 2008

Debido a la configuración que presenta, este tipo de sistema tiene varias desventajas, algunas de las cuales se mencionan en seguida, por lo que su uso se limita a aplicaciones pequeñas y de bajo presupuesto (Pita, 2004):

- En caso de tener que dar mantenimiento o reparar alguna de las terminales, es necesario suspender el servicio de la totalidad del sistema.
- No es posible controlar por separado la capacidad de cada unidad por medio de una variación del flujo de agua o de la temperatura de la unidad; esto es posible únicamente mediante el uso de compuertas de aire.
- Se limita el número de unidades que se pueden acoplar a la red, debido a que se corre el riesgo de que la temperatura del agua en las últimas unidades, a partir de la bomba, no se encuentre lo suficientemente fría.

Sistema de cabezal de un tubo

Tal y como en el caso del circuito en serie, existe una tubería principal a través de la cual circula el agua, con la variante de que, en lugar de acoplar todas las unidades en serie con la tubería, la conexión se da mediante un ramal de suministro y otro de retorno. El empleo de válvulas en los tubos ayuda a mantener el control para cada unidad terminal (Pita, 2004).

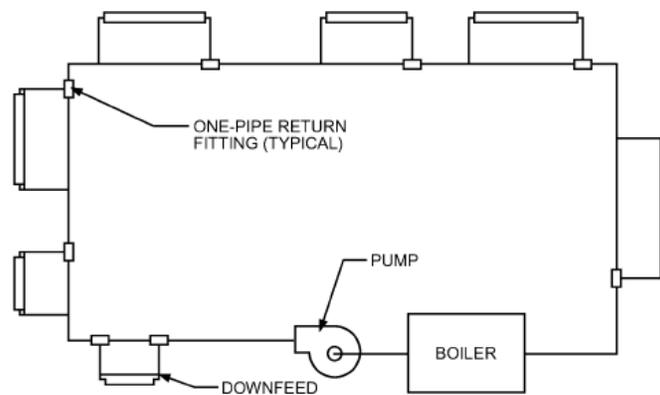


Figura 21 Sistema de tubería con cabezal de un tubo

Fuente: ASHRAE, 2008

Sistema de cabezal de dos tubos con retorno directo

En este tipo de sistemas, se da la existencia de dos cabezales (suministro y retorno), donde cada unidad es alimentada mediante un ramal individual de suministro y otro ramal de retorno regresa el agua al cabezal de retorno (Pita, 2004).

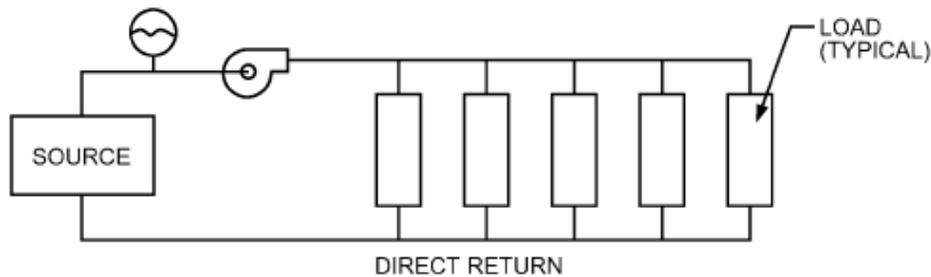


Figura 22 Sistema de cabezal de dos tubos y retorno directo

Fuente: ASHRAE, 2008

Este sistema permite el control de cada unidad, facilitando las labores de mantenimiento y, debido a que la temperatura del agua de suministro es la misma para todas las unidades, es posible emplear esta configuración en sistemas de cualquier tamaño (Pita, 2004). Su principal desventaja radica en el flujo de agua hasta la unidad más alejada, ya que el fluido tiende a circular por el camino que represente menor resistencia, lo que causa que el flujo de agua en las unidades más alejadas de la bomba sea menor.

Sistema de cabezal de dos tubos con retorno inverso

En este tipo de sistemas, la longitud del trayecto de agua es muy similar para todas las unidades, lo que ayuda a resolver el problema de balanceo de manera más sencilla.

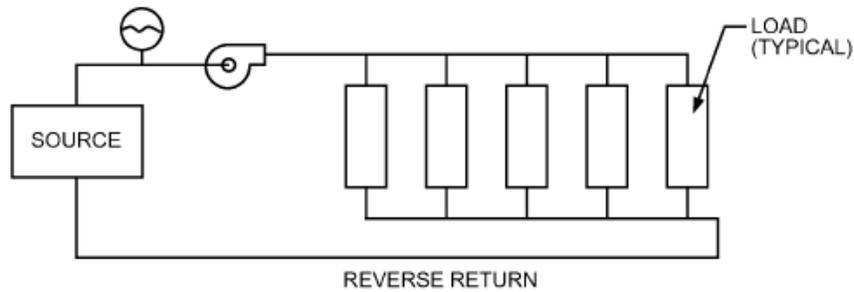


Figura 23 Sistema de cabezal de dos tubos y retorno inverso

Fuente: ASHRAE, 2008

Los costos de este sistema dependen directamente de la forma de construcción y la ubicación de las unidades terminales, por lo que no es posible determinar si requiere mayor inversión con respecto del sistema de cabezal de dos tubos con retorno directo.

Es posible realizar una mezcla entre las diferentes configuraciones para sistemas hidráulicos, situación que suele realizarse en el caso de los sistemas de acondicionamiento de aire haciendo uso de agua helada. Esto se hace con el fin de aprovechar las mejores características que cada configuración presenta y obtener así, una red más eficiente y funcional, además de la disminución en los costos que represente el balanceo del sistema (Pita, 2004).

4.12.3 Válvulas

Actualmente, en el mercado existe gran variedad de válvulas, cada una con una función específica, razón por la cual es necesario conocer aquellas válvulas de servicio general. A nivel general, las válvulas pueden clasificarse según su función de regulación, en reguladoras de flujo o reguladoras de presión.

Válvulas reguladoras de flujo

Según Pita (2004), las válvulas para regular el flujo se pueden clasificar, según su función, en tres clases: válvulas de corte de flujo, válvulas reguladoras de flujo y válvulas limitadoras de dirección de flujo.

Las válvulas de corte de flujo son utilizadas únicamente para interrumpir el flujo. Este tipo de aplicación se da en los casos en que se desea aislar el equipo, con el fin de brindar servicios de mantenimiento (Pita, 2004). Un ejemplo de este tipo de válvulas es la llamada válvula de compuerta.

Las válvulas reguladoras de flujo cumplen la función de ajustar el flujo de forma manual, útil en los casos en los que se desea mantener un flujo controlado y correcto a través de un equipo o en los ramales de un circuito (Pita, 2004). Las válvulas de globo, de mariposa o de aguja son algunos ejemplos de válvulas reguladoras de flujo.

Las válvulas limitadoras de dirección de flujo permiten el flujo en una única dirección; también son llamadas válvulas «check». Se utilizan para evitar dañar un equipo debido a la inversión del flujo producto de una falla del sistema, o en caso de que se presente una carga estática del agua (Pita, 2004). Existen válvulas de retención horizontal o vertical, donde su uso se limita a tubos ubicados de forma horizontal o vertical, respectivamente.

Válvulas reguladoras de presión

Este tipo de válvulas son utilizadas en los casos donde la presión del agua puede rebasar los límites de seguridad establecidos en un equipo. Este mecanismo limita la presión de la descarga hasta un valor predeterminado, establecido por las características de funcionamiento en un sistema (Pita, 2004). En el caso de los sistemas hidráulicos, se hace uso de válvulas de retención de flujo, usualmente de tipo horizontal.

4.12.4 Tanque de expansión

Según ASHRAE (2008), el tanque de expansión puede ser utilizado tanto en funciones hidráulicas como térmicas, ya que este provee de un espacio donde el líquido no compresible se pueda expandir o contraer ante posibles cambios volumétricos ligados a variaciones térmicas. Existen tres tipos de tanques de expansión: tipo cerrado (contiene un volumen determinado de aire comprimido y agua), tipo abierto (abierto a la atmósfera) y tipo diafragma (posee una membrana flexible entre las capas de agua y aire); además, dependiendo de su configuración, el cálculo del volumen de cada uno de estos varía de forma significativa, por lo que es necesario realizar la selección del tipo de tanque más adecuado para poder realizar los cálculos respectivos. En la Ecuación 24 se muestra la fórmula para el cálculo del volumen de un tanque de expansión tipo diafragma.

$$V_t = V_s \cdot \frac{[(v_2/v_1) - 1] - 3 \cdot \alpha \cdot (t_2 - t_1)}{1 - (P_1/P_2)}$$

Ecuación 24 Cálculo del volumen del tanque de expansión tipo diafragma

donde

V_t = volumen del tanque de expansión [m³].

V_s = volumen de agua en el sistema [m³].

v_2 = volumen específico del agua a la temperatura máxima [m³/kg].

v_1 = volumen específico del agua a la temperatura mínima [m³/kg].

α = coeficiente de expansión térmica lineal [m/ (m K)].

t_2 = temperatura máxima [°C].

t_1 = temperatura mínima [°C].

P_1 = presión a la temperatura mínima [kPa].

P_2 = presión a la temperatura máxima [kPa].

4.12.5 Tanque separador de aire

Al realizar por primera vez el llenado de agua del sistema, la incorporación de aire en este será inevitable. El aire estará mezclado, tanto en el tanque como en el agua de llenado; además de la inyección de aire debido a las labores de mantenimiento que sea necesarias realizar (Valverde, 2018).

Por tanto, resulta necesario el control del ingreso de aire en el sistema de tuberías, con el fin de evitar el deterioro, la corrosión y el eventual daño en los equipos producto de la presencia del fluido. El proceso de liberación del aire se da mediante pequeñas burbujas y debe llevarse a cabo en un dispositivo separador de aire, conectado directamente al tanque de expansión. Además, es necesario acoplar válvulas de ventilación, para garantizar un funcionamiento adecuado del sistema de separación de aire (Valverde, 2018).

4.12.6 Sistema de bombeo

4.12.6.1 Bombas

La determinación de las características de operación de una bomba corresponde un punto crítico de diseño en un sistema de agua helada. Con el fin de seleccionar una bomba adecuada e ideal para el sistema de agua, se cuenta con las curvas de desempeño para estos equipos, las cuales contrastan el flujo contra la presión y la eficiencia a las que estarán sometidos estos mecanismos.

En este tipo de sistemas hidrónicos, el uso de bombas centrífugas se ha tornado en algo común debido a las características de desempeño que las caracteriza. Esta clase de bombas elevan la presión del agua por medio de un aumento en la velocidad, para luego transformar esa velocidad en energía de presión (Castro, 2017).

Antes de realizar la selección de una bomba, es necesario considerar factores determinantes del sistema, como (Valverde, 2018):

- Seleccionar una bomba que trabaje cerca de su punto de máxima eficiencia, punto que por lo general se encuentra en el rango medio de las capacidades de flujo.
- Seleccionar una bomba con velocidades entre 1750 y 3500 rpm, con el objetivo de mantener al límite los niveles de ruido.
- No seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, sino manejar capacidades entre el 50 y 75 % del flujo máximo.
- Es recomendado el uso de bombas con curvas características de carga-flujo planas, facilitando el balance y el control de flujos del mecanismo.

Uno de los principales cuidados que se debe tener al diseñar sistemas de bombeo es el efecto causado por la cavitación. Este efecto se presenta cuando la presión en la tubería cae por debajo de la presión de vapor, causando que el líquido se vapore y que sea arrastrado por la corriente; las burbujas de vapor generadas desaparecen de forma brusca cuando alcanzan zonas de presión más altas en el trayecto hacia la bomba, lo que genera presiones puntuales de grandes magnitudes, ocasionando ruidos excesivos, vibraciones y desgaste en los equipos (Castro, 2017). Para el caso de los sistemas de agua helada, al ser sistemas hidráulicos cerrados, este problema no suele presentarse, ya que la carga estática en sistemas de esta índole, no actúan en la succión de la red.

4.12.6.2 Tipos de sistemas de bombeo

Debido a la magnitud de fluido que es necesario mover en los sistemas hidráulicos, y a las diferentes necesidades a las que debe ser ajustado un sistema de bombeo, se cuenta con tres configuraciones de sistemas de bombeo (los más comunes), los cuales pueden ser variados con el objetivo de lograr un funcionamiento adecuado de este sistema.

Al sistema encargado de recircular el fluido a través de las unidades enfriadoras de agua, se le conoce como sistema primario, mientras que al encargado de suplir el fluido a las

unidades terminales se le conoce como sistema secundario. Estos conceptos son básicos para la comprensión de las diferentes configuraciones existentes.

Sistema de flujo constante

Esta configuración se caracteriza debido a que el sistema se encuentra acoplado en un mismo sistema (primario constante), donde la unidad enfriadora de agua y la bomba que supe el sistema se encuentran en funcionamiento todo el tiempo. En este caso, se hace uso de válvulas de tres vías en las unidades terminales. Su uso se limita a aplicaciones pequeñas, donde el uso constante del chiller y la bomba, no representen mayor problema.

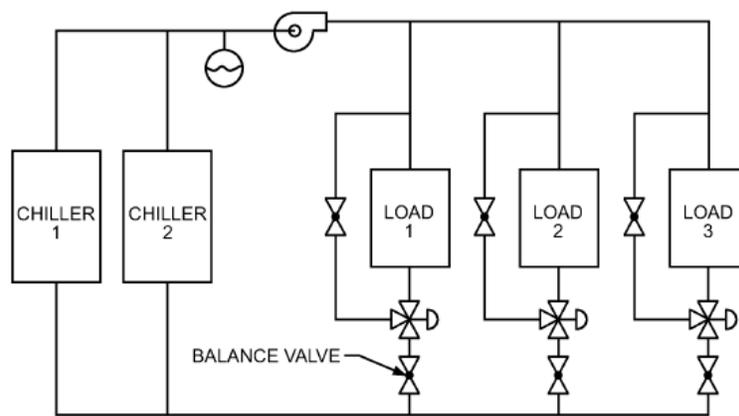


Figura 24 Sistema de flujo constante

Fuente: ASHRAE, 2008

Sistema primario/secundario

La distribución de la tubería se desacopla del sistema primario mediante el uso de un paso de derivación (bypass). En esta configuración se tiene un sistema primario de flujo constante que opera a través de los enfriadores de agua y se tiene un sistema secundario de flujo variable que maneja las unidades terminales con el acople de válvulas de dos vías en cada carga. La función de esta derivación es la de balancear los flujos entre el circuito primario y el secundario.

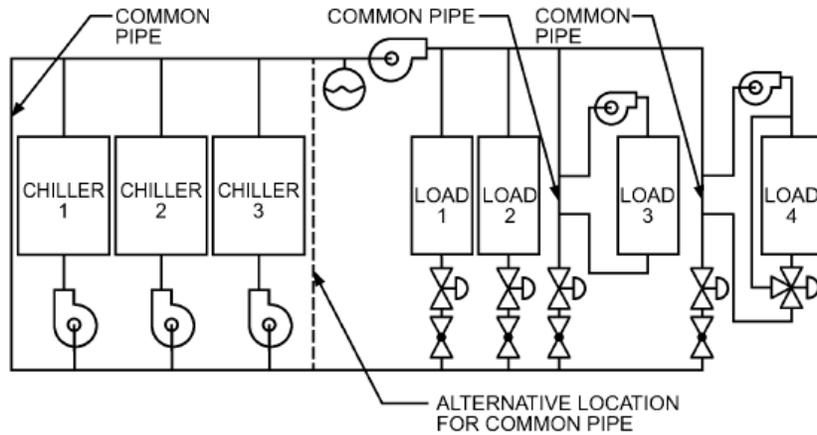


Figura 25 Sistema primario/secundario

Fuente: ASHRAE, 2008

Sistema primario variable

En esta configuración, la tubería de distribución se encuentra directamente acoplada a la tubería de las enfriadoras de agua, donde existe una variación de flujo en los sistemas primario y secundario, aquí el uso de variadores de frecuencia que controlen los motores de las bombas del sistema es su principal variación. El empleo de un tramo de derivación es necesario, pero de menor tamaño en comparación con el sistema primario/secundario, el cual debe mantener un flujo de agua mínimo al enfriador de agua necesario para evitar el congelamiento y posterior daño del equipo. Para esto, se implementa una válvula de dos vías en la vía de derivación; su configuración es similar a la presentada en la Figura 25, con la incorporación de la válvula mencionada anteriormente.

4.13 Sistemas de agua helada

En el caso de los sistemas de agua helada, la transferencia de calor se da mediante el uso de un fluido refrigerante y el agua, empleada para el enfriamiento final del aire que será suministrado en los recintos. Esta transferencia de calor se da en equipos diseñados especialmente para este fin, llamados enfriadores de agua o «chillers», los cuales son mecanismos que trabajan bajo el ciclo de refrigeración.

La selección de una unidad de enfriamiento de agua se basa en la capacidad total de enfriamiento; es decir, la carga térmica que se desea evacuar de uno o varios recintos.

$$Capacidad = flujo_{agua} \cdot \Delta t \cdot c_{p\ agua} \cdot \rho_{agua}$$

Ecuación 25 Cálculo de la capacidad total de enfriamiento

donde

Capacidad = capacidad total de enfriamiento [W].

flujo_{agua} = flujo de agua a través del sistema de enfriamiento [m³/s].

Δt = diferencia de temperatura del agua helada [°C].

c_{p agua} = calor específico del agua [J/(kg °C)].

ρ_{agua} = densidad del agua [kg/m³].

A partir de la obtención de la capacidad total de enfriamiento, es posible hacer una selección preliminar de la unidad enfriadora de agua. Esta selección depende de otros factores a considerar, como el refrigerante en uso y el sistema de enfriamiento del equipo enfriador de agua, por mencionar algunos.

Los equipos de enfriamiento de agua se pueden clasificar, según el método de enfriamiento, en unidades con condensadores enfriados por agua o por aire.

4.13.1 Condensadores enfriados por aire

Estos equipos utilizan el aire natural del ambiente, el cual es forzado a circular entre el serpentín del condensador, con el fin de realizar una transferencia de calor adecuada en este dispositivo. Debido a las cualidades de su diseño, este tipo de unidades no requieren de un sistema aparte que sea necesario considerar, contrario a lo que ocurre en el caso de los

equipos con condensadores enfriados por agua, lo que a su vez ocasiona que estos mecanismos necesiten de una menor inversión inicial en el momento de su adquisición.

En estas unidades, la transferencia de calor se da por medio de ventiladores, los cuales obligan al aire a fluir a través de aletas incorporadas en el serpentín, causando una disminución en la temperatura del refrigerante que es transportado en las tuberías del condensador (Valverde, 2018).



Figura 26 Ejemplo de chiller enfriado por aire

Fuente: Carrier, 2019

4.13.2 Condensadores enfriados por agua

Los equipos con condensadores enfriados por agua pueden resultar más complejos en comparación con aquellos que usan el aire como medio de enfriamiento. El principio de funcionamiento es el mismo, con la variación de utilizar agua para enfriar el condensador, lo que agrega un sistema que reduce la temperatura del agua utilizada en el sistema. Para esto es necesario incorporar las torres de enfriamiento.



Figura 27 Ejemplo de chiller enfriado por agua

Fuente: Carrier, 2019

Las torres de enfriamiento son los equipos encargados de transferir calor desde el agua del condensador hacia el aire atmosférico, principalmente mediante un proceso de evaporación donde se pierde un pequeño porcentaje de agua. El calor necesario para el proceso de evaporación se toma del mismo fluido, logrando enfriar este último.

Básicamente, el agua que sale del condensador es bombeada hacia la parte superior de la torre de enfriamiento y luego es esparcida hacia abajo; la torre posee mamparas internas que fragmentan el agua, formando gotas pequeñas que, al salpicar al empaque, logran una mejor transferencia de calor. Una vez enfriada el agua, esta es recibida en un tanque y es recirculada al condensador (Pita, 2004).

Para el caso de los condensadores enfriados por agua, resulta necesaria la reposición de una porción del fluido, ya que existen pérdidas de agua por el enfriamiento evaporativo, por la fuerza de arrastre del viento y por los procesos de purga. Este proceso puede realizarse mediante un acople a la red de agua potable disponible en las instalaciones. Cabe mencionar que debido a la configuración que presentan los sistemas que involucran este tipo de enfriadores de agua, son fuentes potenciales de Legionella, bacteria que se halla naturalmente en ambientes con la presencia de agua.

4.14 Eficiencia energética

El término de eficiencia energética hace referencia a la cantidad de energía utilizada de forma eficiente en un sistema. En los sistemas de aire acondicionado, los equipos cumplen con la función de mantener un ambiente interno que sea confortable, con una calidad de aire adecuada y usando de forma óptima los recursos disponibles (Wang, 2001).

En la etapa de diseño de un proyecto, es necesario realizar la toma de decisiones basado en el uso eficiente de la energía, disminuyendo las tasas de consumo energético, con el objetivo de bajar los costos de operación del proyecto en general (Castro, 2017). Por tanto, la selección de equipos desempeña un papel fundamental en el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire.

Con el objetivo de facilitar esta toma de decisiones, se dispone de una serie de indicadores, los cuales brindan al diseñador información de importancia para este proceso, logrando así solventar las necesidades que un sistema presenta con responsabilidad. Entre los indicadores de mayor uso en los sistemas de aire acondicionado destacan el EER y el IPLV.

Relación de eficiencia energética (EER)

El EER constituye la relación existente entre la capacidad de enfriamiento que sale de la fuente de calor y la potencia requerida por el compresor de la unidad de enfriamiento; utiliza los mismos términos que el COP (utilizado en sistemas de calefacción), con la variante de que se hace uso de otras unidades, tal y como se muestra a continuación:

$$EER = \frac{Q_1}{P}$$

Ecuación 26 Cálculo de la relación de eficiencia energética

donde

EER = relación de eficiencia energética [BTU/(W h)].

Q_1 = capacidad útil de enfriamiento [BTU/h].

P = consumo de potencia en el compresor [W].

La EER se ha establecido debido a que su uso y comprensión resulta más sencilla para los consumidores (Pita, 2004).

Actualmente (a partir del año 2013), se ha dado la incorporación obligatoria de los indicadores SCOP y SEER, los cuales hacen referencia a la medida de los valores previamente mostrados, pero en un período estacional, los cuales brindan resultados más realistas de los parámetros en uso. Además, se cuenta con otros indicadores, como el IEER y el IPLV, utilizados ampliamente en la determinación de las características de desempeño en los diferentes equipos diseñados para aire acondicionado.

Valor integrado de carga parcial (IPLV)

Este indicador está basado en la carga parcial de EER o T.R/kW, donde se expresa la eficiencia a carga parcial para los equipos de aire acondicionado.

5. Desarrollo del proyecto

Debido a la extensión del proyecto, se planteó disponer una muestra de cálculos que sirviera para realizar una comprobación de los procedimientos teóricos desarrollados a lo largo de todo el proyecto. Por tanto, los resultados que se muestran a continuación corresponden únicamente a las zonas que están ubicadas en el sector sur del bloque quirúrgico. Este sector está integrado por las salas de cirugía y las salas de expulsivos (sectores críticos del diseño propuesto), por lo que se espera que sirvan como un buen marco de referencia de lo desarrollado.

5.1 Recintos por acondicionar

Los espacios por acondicionar que se presentan corresponden a los incluidos en el bloque quirúrgico del hospital, cuyo dimensionamiento fue previamente establecido por los diseñadores del edificio. Estas áreas por acondicionar se pueden observar en la siguiente tabla:

Tabla 2 Recintos por acondicionar

Zona	Recinto	Área (m ²)
Transición limpia	Pasillo norte	243,75
Transición sucia	Pasillo sur	150,78
Vestidores	Cambio de ropa 1	29,01
	Cambio de ropa 2	27,79
	Cambio de botas 1	17,66
	Cambio de botas 2	18,84
	Cambio de botas 3	31,00
Anestesiología	Equipo médico	18,49
	Ropa limpia	8,58
	Control y bodega	26,52
Laboratorio	Biopsias	9,86
Ortopedia	Equipo y preparación de yesos	20,06
	Sala de operaciones	49,00
General	Sala de operaciones	49,00

Oral	Sala de operaciones	49,00
Séptica	Prelavado instrumental	23,40
	Esclusa	21,65
	Sala de operaciones	49,00
Labor de parto	Sala de expulsivo 1	29,61
	Sala de expulsivo 2	34,48

Fuente: Elaboración propia

5.2 Condiciones ambientales externas

El hospital estará localizado en el sector de Turrialba, Cartago, ubicado a una altura de 602 metros sobre el nivel del mar, 9°53' latitud norte, 83°38' longitud oeste.

Es necesario resaltar que para el diseño que se presenta se toma en cuenta aquellas condiciones externas que representan los momentos de mayor criticidad, obteniendo un sistema funcional que cumpla con las condiciones de confort y salubridad necesarias en cualquier época del año. Ante esto, tomando en cuenta los datos brindados por el Centro Agronómico Tropical de Investigación y Enseñanza (CATIE) y considerando un período de 7 años (según datos consultados), se decidió tomar los datos correspondientes al mes de mayo a las 14:00 horas.

Estas condiciones de diseño son presentadas en la Tabla 3.

Tabla 3 Condiciones externas de diseño

Característica	Dato
Temperatura de bulbo seco (°C)	30,0
Temperatura de bulbo húmedo (°C)	22,5

Fuente: Elaboración propia

Considerando los aspectos anteriores, es posible ubicar los datos en la carta psicrométrica, con el objetivo de determinar las condiciones a las que se verá sometido el diseño del sistema de acondicionamiento de aire, lo que garantiza un diseño adecuado y conveniente para el centro de salud. Para esto, es necesario tomar en consideración las

condiciones técnicas establecidas por ASHRAE para el establecimiento de los parámetros internos de los recintos, datos que se estudian a continuación.

5.3 Condiciones internas de los recintos

Para el acondicionamiento de instalaciones de tipo hospitalario es estrictamente necesario considerar lo indicado por ASHRAE en su manual para el diseño de sistemas de aire acondicionado y calefacción para hospitales y clínicas. En este se indican las condiciones de cada uno de los recintos según su uso final, lo que brinda una serie de variables de consideración para los distintos espacios.

Para el caso particular de las salas de operaciones, antes de determinar las condiciones a las que se debe acondicionar cada una de las salas de cirugía, es necesario realizar una clasificación previa de estas. Este aspecto resulta de gran importancia, ya que se determinan las características internas (cantidad de cambios de aire totales, cambios de aire fresco, presión del espacio, entre otros) para cada uno de los espacios, tomando en cuenta la especialidad para la que están destinados. Esta clasificación se muestra en la Tabla 4.

Tabla 4 Clasificación de cirugías según ASHRAE

Clase	Características
Cirugía Clase A	Procedimientos quirúrgicos menores realizados con anestesia tópica, local o regional sin sedación preoperatoria; excluidos intravenosos, espinales, y procedimientos epidurales, que son cirugías de clase B o C.
Cirugía Clase B	Procedimientos quirúrgicos menores o mayores realizados juntamente con sedación oral, parenteral o intravenosa o realizados con el paciente bajo analgésicos o medicamentos disociativos.
Cirugía Clase C	Procedimientos quirúrgicos importantes que requieren anestesia general o regional con bloqueo y / o apoyo de funciones corporales vitales.

Fuente: ASHRAE, 2013

Una vez conocido lo anterior, es posible establecer las siguientes condiciones para cada uno de los espacios por acondicionar, donde se establece una temperatura de 22°C y humedad relativa de 55% en aquellos recintos que requieren un valor máximo determinado.

Tabla 5 Condiciones internas de los recintos

Recinto	Relación de presión	Cambios de aire totales mínimos por hora	Humedad relativa (%)	Temperatura de diseño (°C)
Pasillo norte 1	-	6	55	22
Pasillo norte 2	-	6	55	22
Pasillo sur	-	6	-	22
Cambio de ropa 1	Negativa	10	-	22
Cambio de ropa 2	Negativa	10	-	22
Cambio de botas 1	Negativa	10	55	22
Cambio de botas 2	Negativa	10	55	22
Cambio de botas 3	Negativa	10	55	22
Equipo médico	Positiva	4	-	-
Ropa limpia	Positiva	2	-	22
Control y bodega	Positiva	4	-	-
Biopsias	Negativa	6	-	22
Equipo y preparación de yesos	Positiva	20	55	22
Cirugía ortopedia	Positiva	20	55	22
Cirugía general	Positiva	20	55	22
Cirugía oral	Positiva	15	55	22
Prelavado instrumental	Negativa	6	-	22
Esclusa séptica	Positiva	20	55	22
Cirugía séptica	Negativa	20	55	22
Sala de expulsivo 1	-	6	55	22
Sala de expulsivo 2	-	6	55	22

Fuente: Elaboración propia

5.4 Ganancias de calor

Para el cálculo de la carga térmica se tomó como base el método indicado por Pita (2005), así como la normativa ASHRAE para la determinación de los factores que afectan la ganancia de calor en cada uno de los recintos.

5.4.1 Ganancias externas

5.4.1.1 Paredes, techos y ventanas

Debido a características de diseño previamente establecidas, la carga por ventanas no es tomada en cuenta en este caso, dado que se cuenta con una pared sólida que rodea las instalaciones del bloque quirúrgico. Además, las zonas por acondicionar se encuentran ubicadas en un segundo nivel, con el nivel inferior acondicionado, por lo que los espacios están afectados por la carga transmitida por paredes y techo (una azotea en este caso), esto a nivel de ganancia de calor externo. La azotea está conformada por una losa de cemento, que será el lugar donde estarán ubicadas las manejadoras de aire empleadas para el suministro del aire acondicionado del sistema.

Para corregir el valor de la diferencia de temperatura para carga de enfriamiento ($DTCE_e$) se utilizó un LM de 8° latitud norte en el mes de mayo, tomando en cuenta un valor de K igual a 1. Los valores corregidos se muestran en la Tabla 6. Debido a las características del edificio y de la ubicación de los espacios en estudio, se toma en cuenta únicamente los valores que corresponden a la exposición por paredes oeste y sur, y por la exposición del techo.

Tabla 6 Valores corregidos de DTCE para paredes

Pared	DTCE (°F)	LM	K	tR (°F)	t0 (°F)	F	DTCEe (°F)
Oeste	14	-1	1	68	86	1	24
Sur	24	-7	1	68	86	1	28

Fuente: Elaboración propia

Tomando en cuenta lo anterior, se procede a realizar los cálculos en los respectivos recintos donde la carga de calor por factores externos influye en el total de la carga térmica. Como es posible observar, esto se da únicamente en tres recintos: cambio de ropa 1, cambio de botas 1 y en el pasillo sur del edificio. Lo anterior se debe a la distribución propia de los espacios dentro de las instalaciones del segundo nivel del hospital, donde la gran mayoría de los espacios se encuentran aislados de la influencia directa de los medios externos, a excepción de la ganancia de calor por el techo (losa de cemento).

Tabla 7 Ganancia de calor por fuentes externas para los recintos del sector sur

Recinto	Ganancia de calor por factores externos	
	(kBTU/h)	(kW)
Pasillo norte 1	7,10	2,08
Pasillo norte 2	2,44	0,72
Cambio ropa 1	2,32	0,68
Cambio botas 1	3,77	1,10
Cambio ropa 2	1,09	0,32
Cambio botas 2	0,74	0,22
Equipo médico	0,72	0,21
Ropa limpia	0,34	0,10
Control y bodega	1,04	0,30
Biopsias	0,39	0,11
Equipo y preparación yesos	0,78	0,23
Cirugía ortopedia	1,92	0,56
Cirugía general	1,92	0,56
Cirugía oral	1,92	0,56
Prelavado instrumental quirúrgico	,912	0,27
Esclusa séptica	0,85	0,25
Cirugía séptica	1,92	0,56
Sala expulsivo 1	1,16	0,34
Sala expulsivo 2	1,35	0,40
Cambio botas 3	1,21	0,36
Pasillo sur	25,18	7,38

Fuente: Elaboración propia

5.4.2 Ganancias internas

5.4.2.1 Iluminación

Para el cálculo de la ganancia de calor por iluminación artificial, se utilizaron los valores indicados por ASHRAE en su libro «Handbook Fundamentals» (2009), los cuales están definidos en valores de W/ft^2 . Además, es necesario utilizar un factor de balastro de 1,25 en todos los casos. Los valores del factor de iluminación utilizados se muestran en la Tabla 8.

Tabla 8 Ganancia de calor por iluminación para los recintos

Recinto	Ganancia de calor por iluminación	
	(kBTU/h)	(kW)
Pasillo norte 1	8,29	2,43
Pasillo norte 2	2,85	0,84
Cambio ropa 1	0,57	0,17
Cambio botas 1	0,35	0,10
Cambio ropa 2	0,55	0,16
Cambio botas 2	0,37	0,11
Equipo médico	0,76	0,22
Ropa limpia	0,35	0,10
Control y bodega	1,70	0,50
Biopsias	0,63	0,19
Equipo y preparación yesos	2,02	0,59
Cirugía ortopedia	4,93	1,44
Cirugía general	4,93	1,44
Cirugía oral	4,93	1,44
Prelavado instrumental quirúrgico	0,96	0,28
Esclusa séptica	2,18	0,64
Cirugía séptica	4,93	1,44
Sala expulsivo 1	2,98	0,87
Sala expulsivo 2	3,47	1,02
Cambio botas 3	1,28	0,37

Pasillo sur	6,90	2,02
-------------	------	------

Fuente: Elaboración propia

5.4.2.2 Personas

Los cálculos respectivos de la ganancia de calor por parte de las personas presentes en los distintos espacios se realizaron tomando en cuenta las actividades realizadas en los recintos, así como su ocupación. Se tomó en cuenta la carga generada por el calor latente y el calor sensible emitido por el recurso humano. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 9. Es necesario aclarar que la ocupación de cada uno de los recintos ha sido previamente establecida por las entidades encargadas de desarrollar el proyecto en estudio, esto según lo indicado en la información brindada por el personal de la CCSS.

Tabla 9 Ganancia de calor por personas para los recintos

Recinto	Ganancia de calor por personas	
	(kBTU/h)	(kW)
Pasillo norte 1	4,50	1,32
Pasillo norte 2	3,00	0,88
Cambio ropa 1	9,00	2,64
Cambio botas 1	3,75	1,10
Cambio ropa 2	9,00	2,64
Cambio botas 2	3,75	1,10
Equipo médico	0,75	0,22
Ropa limpia	0,75	0,22
Control y bodega	1,50	0,44
Biopsias	0,75	0,22
Equipo y preparación yesos	3,00	0,88
Cirugía ortopedia	7,50	2,20
Cirugía general	7,50	2,20
Cirugía oral	3,75	1,10
Prelavado instrumental quirúrgico	1,50	0,44
Esclusa	3,00	0,88
Cirugía séptica	7,50	2,20

Sala expulsivo 1	3,75	1,10
Sala expulsivo 2	3,75	1,10
Cambio botas 3	3,75	1,10
Pasillo sur	6,00	1,76

Fuente: Elaboración propia

5.4.2.3 Equipos

De la misma manera que con el caso de la ganancia de calor por personas, se contó con un documento brindado por CCSS para determinar los equipos que debían ser instalados en cada uno de los recintos, así como predisposiciones que debían ser tomadas en cuenta a la hora de diseñar cada uno de los sistemas que necesita el hospital. Se comparó la información brindada de cada uno de los equipos con la que brinda ASHRAE, con el fin de obtener datos lo más confiables posibles. Además, no todos los recintos cuentan con equipo que contribuyan con la ganancia de calor de estos, por lo que no se incluyeron en los cálculos respectivos. Con esta información se obtuvieron los datos que se presentan en la Tabla 10.

Tabla 10 Ganancia de calor por equipos en los recintos

Recinto	Ganancia de calor por equipos	
	(kBTU/h)	(kW)
Control y bodega	3,45	1,01
Biopsias	1,53	0,45
Equipo y preparación yesos	1,33	0,39
Cirugía ortopedia	16,54	4,85
Cirugía general	12,14	3,56
Cirugía oral	6,44	1,89
Cirugía séptica	11,42	3,35
Sala de expulsivo 1	1,77	0,52
Sala de expulsivo 2	1,77	0,52

Fuente: Elaboración propia

5.5 Carga de enfriamiento

Antes de poder determinar el total de la carga de enfriamiento necesaria para el bloque, es necesario incluir otros factores que afectan la carga mencionada.

Para el caso de ganancia de calor al sistema de ductos, se puede considerar un aumento de un 5% del total de la carga de enfriamiento para cada recinto, esto en los casos donde sea requerido el ajuste (criterio de ajuste usado en Clima Ideal, S.A.); de igual forma, se considera un 3% como factor de fuga para la carga de enfriamiento.

Aunado a lo anterior, se toma como factor de seguridad un 3% del total de la carga obtenida, tanto por la ganancia de calor como la demandada por la ventilación (cambios de aire) de los recintos. Por lo tanto, la ganancia de calor neta final, con los valores corregidos en términos de kilowatt (kW) y tonelada de refrigeración (T.R.) se observan en la siguiente tabla:

Tabla 11 Carga total de enfriamiento corregida mediante el cálculo manual

Recinto	Carga total de enfriamiento	
	(kW)	(T.R.)
Pasillo norte 1	13,40	3,81
Pasillo norte 2	5,10	1,45
Cambio ropa 1	5,84	1,66
Cambio botas 1	3,90	1,11
Cambio ropa 2	5,24	1,49
Cambio botas 2	2,78	0,79
Equipo médico	1,20	0,34
Ropa limpia	0,56	0,16
Control y bodega	3,17	0,90
Biopsias	1,44	0,41
Equipo y preparación yesos	4,89	1,39
Cirugía ortopedia	16,28	4,63
Cirugía general	14,88	4,23
Cirugía oral	10,23	2,91

Prelavado instrumental quirúrgico	2,00	0,57
Esclusa séptica	4,71	1,34
Cirugía séptica	14,67	4,17
Sala expulsivo 1	4,29	1,22
Sala expulsivo 2	4,68	1,33
Cambio botas 3	4,01	1,14
Pasillo sur	20,05	5,27

Fuente: Elaboración propia

Al hacer una suma de los datos mostrados en la tabla anterior, se tiene que la carga total de enfriamiento necesaria en el bloque sur es de 40,33 T.R. (137,53 kW), esto según los cálculos manuales realizados.

Con el objetivo de validar los cálculos realizados, se procede a realizar una comparación entre los métodos de cálculo manual, cálculo BTU/ft² y el obtenido por el software HAP de Carrier.

Para el caso del método de BTU/ft² se obtuvo los siguientes datos

Tabla 12 Carga total de enfriamiento mediante el cálculo BTU/ft²

Recinto	Carga total de enfriamiento	
	(kW)	(T.R.)
Pasillo norte 1	30,50	8,94
Pasillo norte 2	10,49	3,08
Cambio ropa 1	4,88	1,43
Cambio botas 1	2,97	0,87
Cambio ropa 2	4,67	1,37
Cambio botas 2	3,17	0,93
Equipo médico	3,11	0,91
Ropa limpia	1,44	0,42
Control y bodega	4,46	1,31
Biopsias	1,66	0,49
Equipo y preparación yesos	3,37	0,99
Cirugía ortopedia	8,24	2,42

Cirugía general	8,24	2,42
Cirugía oral	8,24	2,42
Prelavado instrumental quirúrgico	3,94	1,15
Esclusa	3,64	1,07
Cirugía séptica	8,24	2,42
Sala expulsivo 1	4,98	1,46
Sala expulsivo 2	5,80	1,70
Cambio botas 3	5,21	1,53
Pasillo sur	25,36	7,44

Fuente: Elaboración propia

Al realizar una suma de los datos individuales de la tabla anterior se tiene que para el bloque sur la carga total de enfriamiento es de 44,75 T.R. (152,61 kW) aproximadamente.

Tabla 13 Carga total de enfriamiento mediante el software HAP

Recinto	Carga total de enfriamiento	
	(kW)	(T.R.)
Pasillo norte 1	16,29	4,78
Pasillo norte 2	5,60	1,64
Cambio ropa 1	4,80	1,41
Cambio botas 1	4,34	1,27
Cambio ropa 2	4,62	1,35
Cambio botas 2	2,82	0,82
Equipo médico	1,66	0,48
Ropa limpia	0,77	0,22
Control y bodega	4,16	1,22
Biopsias	1,71	0,50
Equipo y preparación yesos	6,01	1,76
Cirugía ortopedia	16,98	4,98
Cirugía general	14,68	4,30
Cirugía oral	11,01	3,23
Prelavado instrumental quirúrgico	2,10	0,61
Esclusa	6,49	1,90
Cirugía séptica	17,34	5,08

Sala expulsivo 1	4,61	1,35
Sala expulsivo 2	5,09	1,49
Cambio botas 3	2,79	0,81
Pasillo sur	26,14	7,66

Fuente: Elaboración propia

En el caso particular del uso del software HAP, se obtuvo un total de 46,94 T.R. (160,07 kW), siendo el valor más alto entre los tres métodos de cálculo de carga utilizados. Esto se debe a que, a pesar de ser una herramienta que permite la reducción en los valores de las cargas de enfriamiento debido a la inclusión de horarios de uso de los equipos, este también permite modificar el método de cálculo de estas cargas.

En el caso de las aplicaciones de tipo hospitalarias, es estrictamente necesario considerar los cambios de aire por hora requeridos por los distintos recintos, además de los cambios de aire fresco que han sido establecidos en la normativa ASHRAE; esto agregado al hecho de que las salas de cirugía (recintos que exigen la mayor cantidad de cambios de aire de todo el bloque quirúrgico) se encuentran ubicadas en el bloque sur (muestra de cálculos) y aumentan de forma notable los valores obtenidos por el software si se comparan con los otros métodos de cálculo empleados.

Finalmente, para el conjunto completo del bloque quirúrgico, el total de la carga de refrigeración obtenida por cálculo BTU/ft^2 es de aproximadamente 96 T.R. (327 kW), mientras que con el uso del software HAP se obtuvo un total aproximado de 88 T.R. (300 kW). En este último caso, es posible notar que el cálculo de la carga de enfriamiento es menor al utilizar HAP, correspondiendo así al comportamiento esperado inicialmente debido a la introducción de los horarios de uso, en contraste con lo sucedido al comparar los datos del sector sur del bloque.

5.6 Dimensionamiento de ductos

Para determinar el dimensionamiento de los ductos se hizo uso del método de pérdida de carga constante (Carrier Air Conditioning Company), el cual es recomendado para

sistemas de baja velocidad. Inicialmente, es necesario determinar la velocidad inicial del fluido a través del ducto, para lo cual Carrier brinda valores recomendados según sea la aplicación del sistema, tomando en cuenta las limitaciones establecidas por ASHRAE en el manual de diseño para centros de salud. Esta lista de velocidades se puede observar en la Figura 14.

Una vez determinada la velocidad y con los caudales obtenidos a partir de los cálculos anteriores, se procede a estimar los respectivos porcentajes de caudal y de área de los ductos a partir de los datos indicados en la Figura 15. Esto se hace con el fin de abreviar los cálculos y evitar posibles errores de paralaje al utilizar nomogramas.

A manera de ejemplo, en las tablas siguientes se muestran los resultados del dimensionamiento respectivo de los ductos según el sistema. Estos fueron estimados según lo indicado en la tabla de dimensiones de conductos (ver Anexo 9), considerando el área de la sección transversal.

Nota aclaratoria: Para las columnas «Tramos»: El ducto «Principal» corresponde al que transporta el 100% del fluido, desde su salida de la manejadora hasta la primera derivación en la red. Las letras corresponden a derivaciones o ramales secundarios, los cuales transportan el fluido hasta las salidas correspondientes. Los números hacen referencia a las diferentes salidas de aire (difusores) a las que se distribuye el fluido. En el caso de las salas de cirugía, debido al uso de difusores especiales de grado hospitalario (difusores de flujo laminar y difusores lineales) no se indican las dimensiones de los ductos pertinentes, esto debido a que traen de fábrica las dimensiones necesarias para las diferentes entradas de aire.

Tabla 14 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Ortopedia

Tramo	Caudal		Dimensiones	
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-B	1250	46,3	589,9	0,35X0,35
B-C	500	18,5	236,0	0,30X0,20
B-D	406	15,0	191,6	0,30X0,15

D-E	203	7,5	95,8	0,25X0,15
A-F	1451	53,7	684,8	0,55X0,35
F-G	1248	46,2	589,0	0,35X0,35
G-H	548	20,3	258,6	0,25X0,25
H-I	344	12,7	162,3	0,25X0,20
G-J	700	25,9	330,4	0,30X0,25
J-1	350	13,0	165,2	0,30X0,15
J-2	350	13,0	165,2	0,35X0,15
Principal	2701	100,0	1274,7	0,65X0,35

Fuente: Elaboración propia

Tabla 15 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-General

Tramo	Caudal			Dimensiones
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-B	1086	62,6	512,5	0,55X0,20
B-C	436	25,1	205,8	0,25X0,20
B-D	353	20,3	166,6	0,30X0,15
D-E	176	10,1	83,1	0,25X0,15
A-F	650	37,4	306,8	0,25X0,25
F-G	475	27,4	224,2	0,25X0,20
G-H	298	17,2	140,6	0,25X0,15
Principal	1736	100,0	819,3	0,60X0,25

Fuente: Elaboración propia

Tabla 16 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Oral

Tramo	Caudal			Dimensiones
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-B	814	62,5	384,2	0,30X0,25
B-C	326	25,0	153,9	0,25X0,15
B-D	264	20,3	124,6	0,25X0,15
D-E	132	10,1	62,3	0,25X0,15
A-F	488	37,5	230,3	0,25X0,20
F-G	356	27,3	168,0	0,25X0,20

G-H	224	17,2	105,7	0,25X0,15
Principal	1302	100,0	614,5	0,45X0,25

Fuente: Elaboración propia

Tabla 17 Dimensionamiento de ductos de suministro para la Sala de Cirugía-Séptica

Tramo	Caudal			Dimensiones
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-B	1275	45,4	601,7	0,35X0,35
B-C	510	18,1	240,7	0,30X0,20
B-D	476	16,9	224,6	0,35X0,35
D-E	238	8,5	112,3	0,35X0,35
A-F	1535	54,6	724,4	0,50X0,30
F-G	1392	49,5	657,0	0,45X0,30
G-H	622	22,1	293,6	0,35X0,20
H-I	145	5,2	68,4	0,25X0,15
G-J	770	27,4	363,4	0,45X0,20
Principal	2810	100,0	1326,2	0,55X0,45

Fuente: Elaboración propia

Tabla 18 Dimensionamiento de ductos de suministro para las Salas de Explosivos, Prelavado Instrumental y Pasillo Sur

Tramo	Caudal			Dimensiones
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-E	1535	35,1	724,4	0,45X0,35
E-5	307	7,0	144,9	0,15X0,35
E-D	1228	28,1	579,6	0,45X0,30
D-4	307	7,0	144,9	0,15X0,30
D-C	921	21,1	434,7	0,35X0,30
C-3	307	7,0	144,9	0,15X0,30
C-B	614	14,1	289,8	0,35X0,25
B-2	307	7,0	144,9	0,30X0,15
B-1	307	7,0	144,9	0,30X0,15
A-F	2835	64,9	1338,0	0,65X0,40
F-6	307	7,0	144,9	0,15X0,30

F-G	2528	57,8	1193,1	0,60X0,40
G-H	250	5,7	118,0	0,25X0,15
H-7	125	2,9	59,0	0,15X0,15
H-8	125	2,9	59,0	0,15X0,15
G-I	2278	52,1	1075,1	0,55X0,40
I-9	307	7,0	144,9	0,15X0,30
I-J	1971	45,1	930,2	0,55X0,35
J-10	307	7,0	144,9	0,15X0,30
J-K	1664	38,1	785,3	0,55X0,30
K-L	450	10,3	212,4	0,25X0,25
L-11	225	5,1	106,2	0,25X0,15
L-12	225	5,1	106,2	0,25X0,15
K-M	1214	27,8	572,9	0,55X0,25
M-13	307	7,0	144,9	0,30X0,15
M-N	907	20,8	428,1	0,55X0,20
N-14	300	6,9	141,6	0,30X0,15
N-O	607	13,9	286,5	0,40X0,20
O-15	300	6,9	141,6	0,30X0,15
O-16	307	7,0	144,9	0,30X0,15
Principal	4370	100,0	2062,4	0,60X0,60

Fuente: Elaboración propia

Tabla 19 Dimensionamiento de los ductos de suministro para los Vestidores

Tramo	Caudal		Dimensiones	
	(cfm)	(%)	(L/s)	Rectangular (m)
A-C	1100	34,9	519,1	0,45X0,25
C-5	350	11,1	165,2	0,15X0,25
C-D	750	23,8	354,0	0,40X0,25
D-6	300	9,5	141,6	0,15X0,25
D-7	450	14,3	212,4	0,40X0,15
A-B	2050	65,1	967,5	0,55X0,35
B-F	1150	36,5	542,7	0,40X0,30
F-3	600	19,0	283,2	0,25X0,30
F-4	550	17,5	259,6	0,25X0,30

B-E	900	28,6	424,8	0,40X0,25
E-1	550	17,5	259,6	0,30X0,25
E-2	350	11,1	165,2	0,25X0,25
Principal	3150	100,0	1486,6	0,60X0,45

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en las tablas anteriores, los recintos han sido separados en pequeños sistemas (catorce en total), situación que se explica a detalle en la sección «Selección de equipos».

Para el caso de los ductos de retorno y extracción se utilizó el mismo método de cálculo, con el fin de garantizar el funcionamiento adecuado del sistema de ductos. En este caso, los cálculos se hicieron con base en una velocidad máxima de 5 m/s (Carrier Air Conditioning Company), y tomando como base los datos para P3ductal. Al elaborar los ductos con este material se garantiza un flujo adecuado del aire, reduciendo la transferencia de calor con el medio que lo rodea debido a sus características de aislamiento; además, debido a las características constructivas que presenta el material, no es necesario el uso de aislamiento en el sistema de distribución de aire.

Una vez dimensionados los ductos, se procede a calcular las pérdidas de carga producto de la rugosidad del material y de la presencia de accesorios y dispositivos finales en toda la red de ductos. Para esto, se determina la ruta crítica (ruta que presenta mayor pérdida de presión), con el fin de realizar una selección del equipo. El cálculo adecuado de estas pérdidas de presión contribuye a una selección adecuada de los equipos, los cuales deberán contrarrestar los valores obtenidos, para garantizar un funcionamiento idóneo del sistema de acondicionamiento de aire. Para esto, se hizo uso del método de pérdida de carga constante, explicado en una sección anterior.

El resultado del cálculo de estas caídas de presión se muestra en la Tabla 20, en donde se aplica un factor de seguridad (F.S.) de un 15%. Además, es necesario recalcar que no se

muestra la caída de presión en cada una de las ramificaciones del sistema, sino sólo aquellas consideradas como rutas críticas (las que presentan una mayor pérdida de presión).

Tabla 20 Caída de presión total en los ductos para las rutas críticas del sistema de acondicionamiento de aire

Unidad	Caída de presión por ducto		Caída de presión por accesorios		Caída de presión total con F.S.	
	(Pa)	(in. w. g.)	(Pa)	(in. w. g.)	(Pa)	(in. w. g.)
	UMA.Q-01	15,255	0,061	458,096	1,841	544,353
UMA.Q-02	16,200	0,065	437,087	1,757	521,281	2,095
UMA.Q-03	21,150	0,085	415,662	1,670	502,334	2,019
UMA.Q-04	7,650	0,031	379,245	1,524	444,929	1,788
UMA.Q-05	55,970	0,225	125,456	0,504	208,639	0,838
UMA.Q-06	20,700	0,083	126,256	0,507	168,999	0,679
UMA.Q-07	98,500	0,396	118,260	0,475	249,274	1,002
UMA.Q-08	22,050	0,089	93,444	0,376	132,818	0,534
UMA.Q-09	30,710	0,123	72,529	0,291	118,725	0,477
UMA.Q-10	15,100	0,061	64,898	0,261	91,998	0,370
UMA.Q-11	15,900	0,064	104,768	0,421	138,768	0,558
UMA.Q-12	60,230	0,242	142,991	0,575	233,704	0,939
UMA.Q-13	5,100	0,020	50,893	0,205	64,391	0,259
UMA.Q-14	54,400	0,219	175,222	0,704	264,065	1,061

Fuente: Elaboración propia

Los datos de caída de presión causados por el paso del aire a través del ducto constituyen un parámetro en la selección de los ventiladores de las manejadoras de aire, los cuales deben tener la capacidad de compensar esta caída de presión.

5.7 Dimensionamiento de tuberías

Con el fin de simplificar los cálculos y disminuir el tiempo empleado en la elaboración de los mismos, se han diseñado aplicaciones que cumplen con las labores mencionadas anteriormente, garantizando resultados con altos grados de precisión. System Syzer (por Bell & Gossett) y Taco Hydronic System Solutions (por Taco Comfort Solutions),

son algunas de las principales herramientas que son ampliamente utilizadas por los encargados de realizar diseños a nivel de sistemas de aire acondicionado.

Tal y como se mencionó anteriormente, para el dimensionamiento de las tuberías de la red de agua helada se utilizó la herramienta «System Syzer» de Bell & Gossett, debido a su facilidad de uso y al grado de exactitud de los datos suministrados por la calculadora. El sistema de tuberías se diseñó tomando como parámetro la caída de presión de agua, donde se tomó como valor máximo una pérdida de 4 pies por cada 100 pies de tubería (lo que equivale a 1,22 metros por cada 30,49 metros de tubería, aproximadamente).

Antes de poder hacer uso de la herramienta, es necesario determinar la cantidad de agua necesaria en el proceso de transferencia de calor, por lo que se procedió a calcular el caudal de agua necesario para cada una de las manejadoras de aire, usando la Ecuación 23.

Una vez realizados los cálculos pertinentes, se procede a realizar la distribución de la red de tuberías, buscando una ruta óptima que garantice la alimentación de agua helada en cada manejadora, tomando en consideración las pérdidas por unidad de longitud y por accesorios presentes en los diferentes tramos. En resumen, la Nota **aclaratoria:** Para las columnas «Tramos»: La tubería «Principal» corresponde a la que transporta el 100% del fluido, desde su salida del circuito primario hasta la primera derivación en la red. Las letras corresponden a derivaciones secundarias, las cuales transportan el fluido hasta el equipo correspondiente. Los números hacen referencia a la unidad manejadora de aire a la que distribuyen el fluido, tomando como referencia su código de nombramiento.

Tabla 21 muestra los resultados obtenidos en el dimensionamiento de tuberías.

Nota aclaratoria: Para las columnas «Tramos»: La tubería «Principal» corresponde a la que transporta el 100% del fluido, desde su salida del circuito primario hasta la primera derivación en la red. Las letras corresponden a derivaciones secundarias, las cuales transportan el fluido hasta el equipo correspondiente. Los números hacen referencia a la

unidad manejadora de aire a la que distribuyen el fluido, tomando como referencia su código de nombramiento.

Tabla 21 Dimensionamiento de tubos de suministro y retorno para la red de agua helada

Tramo	Flujo másico		Diámetro del tubo		Material
	(gpm)	(L/s)	(in)	(m)	
Principal	213,60	13,48	4,00	0,10	Hierro negro
A-06	16,56	1,04	1,50	0,04	PVC
A-B	197,04	12,43	4,00	0,10	Hierro negro
B-C	39,36	2,48	2,00	0,05	PVC
C-10	4,56	0,29	1,00	0,03	PVC
C-D	34,80	2,20	2,00	0,05	PVC
D-08	14,64	0,92	1,50	0,04	PVC
D-09	20,16	1,27	1,50	0,04	PVC
B-E	157,68	9,95	4,00	0,10	Hierro negro
E-11	4,56	0,29	1,00	0,03	PVC
E-F	153,12	9,66	4,00	0,10	Hierro negro
F-07	25,20	1,59	2,00	0,05	PVC
F-G	127,92	8,07	4,00	0,10	Hierro negro
G-01	13,92	0,88	1,50	0,04	PVC
G-H	114,00	7,19	3,00	0,08	PVC
H-02	9,12	0,58	1,25	0,03	PVC
H-I	104,88	6,62	3,00	0,08	PVC
I-12	26,64	1,68	2,00	0,05	PVC
I-J	78,24	4,94	2,50	0,06	PVC
J-05	30,48	1,92	2,00	0,05	PVC
J-K	47,76	3,01	2,50	0,06	PVC
K-03	6,48	0,41	1,00	0,03	PVC
K-L	41,28	2,60	2,00	0,05	PVC
L-04	14,40	0,91	1,50	0,04	PVC
L-M	26,88	1,70	2,00	0,05	PVC
M-14	21,60	1,36	2,00	0,05	PVC
M-13	5,28	0,33	1,00	0,03	PVC

Fuente: Elaboración propia

En todos los casos se hizo el cálculo tomando como base los datos para hierro negro (en el caso del tramo principal y de los tramos A-B, B-E, E-F y F-G) y de PVC preaislado cédula 40 (para el resto de los ramales), materiales ampliamente usados en el transporte de fluidos en sistemas de agua helada. El uso de hierro negro se da por razones de manejo de presión, ya que este material tiene la capacidad de soportar mayores presiones de trabajo sin comprometer su desempeño (ASHRAE, 2009).

De forma similar a lo realizado para el sistema de ductos, una vez dimensionada la tubería, se procede a calcular las pérdidas de carga producto de la rugosidad del material y la presencia de accesorios y dispositivos finales en toda la red de distribución, tanto en el sistema primario como en el secundario. Para esto, se determina la ruta crítica (ruta que presenta mayor pérdida de presión), con el objetivo de realizar una selección adecuada del equipo de bombeo, el cual deberá contrarrestar los valores obtenidos para garantizar un funcionamiento idóneo del sistema de acondicionamiento de aire. El cálculo de las caídas de presión en los tramos se hizo mediante el uso del método de pérdida de carga constante.

Los resultados obtenidos para las rutas críticas se muestran en la siguiente tabla, donde se utilizó un F.S de 10%.

Tabla 22 Caída de presión total en las rutas críticas del sistema de tuberías

Sistema	Caída de presión por tubería		Caída de presión por accesorios y unidad térmica		Caída de presión total con F.S.	
	(kPa)	(ft. w.g.)	(kPa)	(ft. w.g.)	(kPa)	(ft. w.g.)
Principal	3,0	1,0	96,0	32,1	108,8	36,4
Secundario	92,7	31,0	102,2	34,2	214,3	71,7

Fuente: Elaboración propia

5.7.1 Aislamiento

El aislamiento térmico se utiliza comúnmente para reducir el consumo de energía en los sistemas de aire acondicionado y calefacción. La selección de este material depende

directamente las dimensiones de las tuberías por aislar, impactando de forma crítica y directa el desempeño del sistema de agua helada.

Fluid Design Operating Temp. Range (°F)	Insulation Conductivity		Nominal Pipe or Tube Size (in.)				
	Conductivity Btu·in./(h·ft ² ·°F)	Mean Rating Temp. °F	<1	1 to <1-1/2	1-1/2 to <4	4 to <8	≥8
Heating Systems (Steam, Steam Condensate, and Hot Water)^{b,c}							
>350	0.32 – 0.34	250	2.5	3.0	3.0	4.0	4.0
251 – 350	0.29 – 0.32	200	1.5	2.5	3.0	3.0	3.0
201 – 250	0.27 – 0.30	150	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0
141 – 200	0.25 – 0.29	125	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5
105 – 140	0.22 – 0.28	100	0.5	0.5	1.0	1.0	1.0
Domestic and Service Hot-Water Systems							
105+	0.22 – 0.28	100	0.5	0.5	1.0	1.0	1.0
Cooling Systems (Chilled Water, Brine, and Refrigerant)^d							
40 – 60	0.22 – 0.28	100	0.5	0.5	1.0	1.0	1.0
<40	0.22 – 0.28	100	0.5	1.0	1.0	1.0	1.5

Figura 28 Espesor mínimo de aislamiento para el sistema de tuberías

Fuente: ASHRAE, 2009

Para el caso del proyecto en diseño, se establece el uso de espuma de poliuretano inyectada, la cual brinda características de aislamiento térmico adecuadas para el tipo de aplicación (ver Anexo 11). Según los datos consultados se obtuvo que, para el caso de los tramos de tubería con diámetro nominal entre 1,5 – 4 pulgadas, es recomendado el uso de un aislamiento con un grosor de 1 pulgada (0,0254 m), mientras que para el resto de las tuberías (tramos con diámetro menor), se recomienda el uso de 0,5 pulgada de aislamiento (0,0127 m), lo que garantiza el funcionamiento adecuado del sistema.

5.8 Selección de equipos

En el caso de la selección de los equipos necesarios para el acondicionamiento de las zonas del bloque quirúrgico, se determinó seleccionar equipos evaporadores con capacidad cercana a las 10 T.R. (34,1 kW). Lo anterior se determinó con base en criterios de diseño para el acondicionamiento de centros de salud, algunos de los cuales son citados a continuación:

- Agrupar aquellas zonas que posean características de limpieza similares, con el fin de evitar que exista una mezcla de contaminantes en el aire, garantizando un retorno o una extracción de aire adecuada, según sea el caso.
- Para las salas de cirugía, habitaciones de aislamiento y cuarto de expulsivo infectocontagioso, se destina una unidad manejadora de aire para cada uno de los recintos según las condiciones de criticidad que estos pueden presentar, tomando como base lo indicado por ASHRAE.
- Las dimensiones físicas de las unidades manejadoras de aire con la capacidad indicada permiten su fácil ubicación en el espacio disponible en la azotea del edificio, logrando una mejor distribución de los equipos.
- Al contar con múltiples unidades manejadoras de aire distribuidas en todo el piso y con capacidades cercanas a las 10 T.R. (34 kW aproximadamente), se garantiza el funcionamiento continuo de la mayor parte del sistema de acondicionamiento de aire en caso de existir alguna falla o labores de mantenimiento propias por parte del personal del centro o de la institución encargada, afectando un área reducida de forma directa.

Tomando en consideración lo anterior, las recomendaciones brindadas por el personal de Clima Ideal y los cálculos previos realizados, se determinó hacer uso de catorce unidades manejadoras de aire. Adicional a esto, es necesario tomar en consideración los niveles de ruido permitidos en cada uno de los recintos, para lo cual se toma como base lo indicado por Pita (ver Anexo 12).

5.8.1 Manejadoras de aire

Como se detalla en el marco teórico, estas unidades están compuestas por diferentes equipos que se acoplan en conjunto en forma de módulos, por lo que cada uno de estos se seleccionó tomando en cuenta su aplicación. Según las consideraciones mencionadas en la sección anterior, se determinó hacer uso de catorce unidades manejadoras de aire, con el fin de garantizar el servicio adecuado del sistema de aire acondicionado. Según ASHRAE (2013)

este tipo de equipos no pueden ser ubicados sobre áreas altamente sensibles, tal y como lo son las salas de cirugía, por lo que se decide ubicarlos en el espacio de la azotea. Además, esta consideración evita que existan problemas a nivel de cielo raso debido a la condensación producida por el sistema (a pesar de las precauciones tomadas del caso).

Tabla 23 Distribución de los recintos según la carga total de enfriamiento obtenida en HAP

Unidad	Recintos incluidos	Capacidad total de refrigeración		Flujo de aire	
		(T.R.)	(kW)	(cfm)	(L/s)
UMA.Q-01	BS-Sala de cirugía ortopedia BS-Equipo y preparación de yesos	5,8	19,8	2697	1274
UMA.Q-02	BS-Sala de cirugía general	3,8	13,0	1722	814
UMA.Q-03	BS-Sala de cirugía oral	2,7	9,2	1292	611
UMA.Q-04	BS-Sala de cirugía séptica BS-Esclusa séptica	6,0	20,5	2795	1321
UMA.Q-05	BS-Pasillo sur BS-Salas expulsivo 1 y 2 BS-Prelavado instrumental	12,7	43,3	4450	2102
UMA.Q-06	BS-Cambio de botas 1 y 2 BS-Cambio de ropa 1 y 2 BO-Descanso de personal BO-Desechos y ropa sucia BO-Lavado de bidés y orinales	6,9	23,5	2964	1400
UMA.Q-07	BS-Pasillo norte 1 BS-Ropa limpia BS-Equipo médico	10,5	35,8	3958	1870

	BS-Control y bodega				
	BS-Biopsias				
	B1-Sueros				
	B1-Ropa limpia 1				
	B1-Instrumentación y esterilización				
	B1-Preparación de medicamentos				
	B1-Insumos				
	B1-Suministros				
	B2-Transferencia de camillas				
UMA.Q-08	B1-Readaptación al medio 1 y 2	6,1	20,8	2001	946
UMA.Q-09	B1-Readaptación inmediata B1-Enfermería B1-Prelavado instrumental B1-Equipo médico B1-Pruebas de tolerancia oral	8,4	28,6	3303	1560
UMA.Q-10	B1-Aislamiento 1 y esclusa	1,9	6,5	629	297
UMA.Q-11	B1- Aislamiento 2 y esclusa	1,9	6,5	629	297
UMA.Q-12	B2-Instrumentación y esterilización B2-Sueros B2-Instrumentación y esterilización preoperatorio B2-Anestesia preoperatorio B2-Control preoperatorio B2-Preparación de medicamentos preoperatorio	11,1	37,9	4092	1933

	B2-Procedimientos preoperatorio B2-Sueros preoperatorio B2-Insumos preoperatorio B2-Suministros preoperatorio B2-Entrevista valoración B2-Equipo médico valoración B2-Examen valoración B2-Preparación valoración B2-Secretaría B2-Ropa limpia B2-Insumos B2-Suministros				
UMA.Q-13	B3-Labor de parto infectocontagioso y esclusa	2,2	7,5	782	370
UMA.Q-14	BS-Cambio de botas 3 BS-Pasillo norte 2 B3-Desechos y equipo sucio B3-Labor de parto B3-Recuperación B3-Enfermería B3-Atención inmediata al recién nacido B3-Acopio de placentas B3-Preparación de medicamentos B3-Prelavado instrumental B3-Transferencia de camillas	9,0	30,7	3555	1679

Fuente: Elaboración propia

Una vez distribuidos los recintos, se procede a realizar la selección de las unidades manejadoras de aire correspondientes, tomando en consideración la capacidad total de

enfriamiento. La siguiente tabla resume la selección de las unidades para cada uno de los sistemas (agrupación de los distintos recintos).

Tabla 24 Selección de las unidades manejadoras de aire

Unidad	Marca	Modelo	Tamaño	Capacidad	
				(cfm)	(L/s)
UMA.Q-01	Carrier	39MW	06W	3000	1417
UMA.Q-02	Carrier	39MW	06W	3000	1417
UMA.Q-03	Carrier	39MW	03W	1500	708
UMA.Q-04	Carrier	39MW	06W	3000	1417
UMA.Q-05	Carrier	39MW	09T	4500	2125
UMA.Q-06	Carrier	39MW	06W	3000	1417
UMA.Q-07	Carrier	39MW	08W	4000	1889
UMA.Q-08	Carrier	39MW	06W	3000	1417
UMA.Q-09	Carrier	39MW	07T	3500	1653
UMA.Q-10	Carrier	39MW	03W	1500	708
UMA.Q-11	Carrier	39MW	03W	1500	708
UMA.Q-12	Carrier	39MW	09T	4500	2125
UMA.Q-13	Carrier	39MW	03W	1500	708
UMA.Q-14	Carrier	39MW	08W	4000	1889

Fuente: Elaboración propia

Como parte de la selección de las unidades manejadoras, es necesario realizar una selección adecuada de los serpentines o «coils», los cuales serán los encargados principales de realizar la transferencia de calor al aire de suministro. Según ASHRAE (2013), el uso de serpentines con más de 6 filas y que cuenten con más de 12 aletas por pulgada dificultan en gran medida las labores de mantenimiento, por lo que estas consideraciones son tomadas como criterio de selección.

Al realizar la selección de cada uno de los serpentines se determina que para cada una de las manejadoras de aire se utilizará el mismo tipo de serpentín, debido a las características de funcionamiento de este cumple a cabalidad para cada una de las zonas por acondicionar. El mecanismo de transferencia de calor se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 25 Selección del serpentín para los sistemas de suministro

Marca	Modelo	Tipo
Carrier	28MC	6/11/HF

Fuente: Elaboración propia

Para el caso de la selección del banco de filtros se tomó en consideración lo indicado por ASHRAE en el Manual de Diseño para Hospitales y Clínicas (ver Figura 13), donde se indica la clasificación mínima del filtrado de aire según el recinto por acondicionar.

Cabe mencionar que en todos los casos se hizo la selección de un prefiltro (ubicado justo antes de la entrada de aire al serpentín dando un grado de filtración MERV 8), además de un filtro tipo bolsa a la salida de la manejadora (alcanzando un filtrado MERV 14). La selección del prefiltro se da como medida de protección para el equipo, principalmente para el serpentín. El aire fresco o de renovación que debe ser tomado por la manejadora puede contener partículas de polvo o de algún otro contaminante de gran tamaño que se encuentre suspendido en el aire, lo que puede dañar el serpentín o adherirse a este y evitar así un funcionamiento óptimo de todo el sistema.

Cabe destacar que en las unidades UMA.Q-07, UMA.Q-08, UMA.Q-09, UMA.Q-11 y UMA.Q-12 se hizo selección de un filtro tipo HEPA ubicado justo a la salida del aire de suministro de la manejadora. Lo anterior se basó tomando en consideración la aplicación de los distintos recintos a los que se les acondiciona el aire, que requieren algún grado de limpieza y que, si bien no está estipulado de manera directa por la normativa ASHRAE, resulta conveniente tomarlo como medida preventiva; con excepción del cuarto de aislamiento de ambiente protector, donde el uso de este tipo de filtrado está estipulado por ASHRAE (2013). A esto es necesario agregar que en las salas de cirugía se hace uso de difusores de flujo laminar con filtros tipo HEPA integrados.

Adicional a lo anterior, se determinó hacer uso de calentadores eléctricos instalados justo después de los serpentines en las manejadoras. Si bien este punto puede resultar un poco

contradictorio con respecto de lo esperado en un sistema de enfriamiento de aire, su incorporación resulta de gran necesidad desde diversos puntos de vista:

- El personal del centro de salud puede manipular el control de temperatura en los diferentes recintos donde, en el peor de los casos, se disminuye la temperatura de suministro lo suficiente como para crear condensación dentro de los cuartos acondicionados (paredes principalmente), aspecto no deseado en estos espacios.
- Controla la línea de condiciones (también conocida como RSHR) en conjunto con la línea de proceso del serpentín.

La función de este dispositivo se basa en un proceso de secado del aire de suministro, lo que permite mantener un control activo de las condiciones de humedad presentes en el aire, evitando así su condensación al entrar en contacto con las superficies de las habitaciones. Su selección se basó en el cálculo de calor sensible de los recintos y se resume en la siguiente tabla:

Tabla 26 Selección de las resistencias eléctricas para las unidades manejadoras

Unidad	Tamaño	Capacidad de calentamiento	
		(kBTU/h)	(kW)
UMA.Q-01	06W	52	15
UMA.Q-02	06W	34	10
UMA.Q-03	03W	25	7
UMA.Q-04	06W	54	16
UMA.Q-05	09T	98	29
UMA.Q-06	06W	60	18
UMA.Q-07	08W	84	25
UMA.Q-08	06W	47	14
UMA.Q-09	07T	70	21
UMA.Q-10	03W	16	5
UMA.Q-11	03W	16	5
UMA.Q-12	09T	91	27
UMA.Q-13	03W	18	5
UMA.Q-14	08W	75	22

Por razones de facilidad de instalación y disposición de las instalaciones, se propone el uso de calentadores por medio de resistencias eléctricas, evitando el uso de vapor o agua caliente.

Con todo lo anterior aclarado, puede resultar evidente que cada uno de estos dispositivos o accesorios integrados tanto en la unidad manejadora, como en el sistema final de distribución, agregan pérdidas de presión del aire; por lo que al realizar la selección de los ventiladores, se deben tomar en cuenta las caídas de presión ocasionadas en los ductos, calculadas previamente, además de sumar las caídas en los ductos de suministro, retorno y en las tomas de aire fresco, esto aunado a las pérdidas ocasionadas por los accesorios mencionados anteriormente. Los datos de la pérdida de carga total para cada uno de los catorce sistemas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 27 Pérdida de carga total en cada uno de los sistemas de suministro de aire

Unidad	Pérdida de carga total	
	(in. w.g.)	(kPa)
UMA.Q-01	4,35	1,08
UMA.Q-02	3,81	0,95
UMA.Q-03	3,89	0,97
UMA.Q-04	4,00	0,99
UMA.Q-05	3,21	0,80
UMA.Q-06	2,98	0,74
UMA.Q-07	5,17	1,29
UMA.Q-08	4,20	1,04
UMA.Q-09	4,22	1,05
UMA.Q-10	2,07	0,51
UMA.Q-11	3,75	0,93
UMA.Q-12	4,94	1,23
UMA.Q-13	1,96	0,49
UMA.Q-14	3,28	0,82

Según estos datos, se obtienen los parámetros necesarios para la selección de los equipos, los cuales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 28 Selección de los ventiladores para las unidades manejadoras

Unidad	Modelo	Tamaño	Tipo	Diámetro de la rueda (in)
UMA.Q-01	39M	06W	Curvo hacia adelante	10
UMA.Q-02	39M	06W	Centrífugo	10
UMA.Q-03	39M	03W	Curvo hacia adelante	9
UMA.Q-04	39M	06W	Curvo hacia adelante	10
UMA.Q-05	39M	09T	Curvo hacia adelante	12
UMA.Q-06	39M	06W	Curvo hacia adelante	10
UMA.Q-07	39M	08W	Centrífugo	13
UMA.Q-08	39M	06W	Centrífugo	10
UMA.Q-09	39M	07T	Curvo hacia adelante	10
UMA.Q-10	39M	03W	Curvo hacia adelante	9
UMA.Q-11	39M	03W	Curvo hacia adelante	9
UMA.Q-12	39M	09T	Curvo hacia adelante	12
UMA.Q-13	39M	03W	Curvo hacia adelante	9
UMA.Q-14	39M	08W	Curvo hacia adelante	10

Fuente: Elaboración propia

El uso de ventiladores con álabes curvos hacia adelante se basa en la compensación de las pérdidas de carga, donde sus características permiten su uso en aplicaciones con una baja carga estática para las dimensiones con las que cuenta. En el caso de los ventiladores tipo centrífugo fueron seleccionados en aquellos casos donde se necesita contrarrestar una presión estática alta (ver Anexo 13).

Debido a las características que presenta el equipo en conjunto, se consideró la incorporación de una mampara eliminadora o plenum en las unidades manejadoras de aire, con el fin de atrapar pequeñas gotas de agua que puedan ser impulsadas hacia el filtro de bolsa por el ventilador, producto de altas velocidades de aire y la presencia de condensación en el serpentín.

5.8.2 Enfriadores de agua

Antes de seleccionar las unidades enfriadoras de agua, es necesario elegir el refrigerante a utilizar en el sistema de enfriamiento. Para realizar la selección del refrigerante, se tomó en consideración las características presentadas por los fluidos, su efecto en el ambiente y la disposición de equipos (chillers) que hicieran uso de este. Con lo anterior aclarado, se tomó como base el uso de refrigerante tipo R-410A, el cual está clasificado como una mezcla zeotrópica, y que es inocuo para la capa de ozono. El Purón (R-410A) es, por lo tanto, un refrigerante amigable con el ambiente, sometido a revisión bajo las condiciones del Protocolo de Montreal y del Protocolo de Kioto, y su uso es ampliamente utilizado por el departamento de diseño de Clima Ideal S.A., empresa comprometida con las políticas ambientales que rigen el área del aire acondicionado. En la Tabla 29 se pueden observar algunas de las principales características físicas del refrigerante.

Tabla 29 Propiedades físicas del Purón

Masa molecular	Punto de ebullición a 14,696 psia (°F)	Temperatura crítica (°F)	Presión crítica (psi)	Densidad crítica (lb/ft³)
72,58	-60,60	160,44	711,10	28,69

Fuente: ASHRAE, 2009

Una vez seleccionado el refrigerante a usar en el equipo de enfriamiento de agua, se procede a realizar la selección del chiller. Según el Manual para el Diseño de Sistemas HVAC en Hospitales y Clínicas (ASHRAE, 2013), en el caso de los centros de salud, es necesario tener a disposición al menos dos unidades enfriadoras de agua, las cuales, por criterio de diseño, deben lograr mantener como mínimo un 80 % del total de la carga de enfriamiento del sistema.

Esta determinación obedece a un estudio de las cargas presentadas en los distintos recintos, tomando en consideración el momento en el que la carga térmica es máxima y la duración de este período a lo largo de la jornada; lo que representa menos de un 5 % del día,

obteniendo como resultado alrededor de un 80 % de carga térmica en la mayor parte de la jornada (criterio de selección de las unidades de enfriamiento).

Si bien, además de lo mencionado anteriormente, se recomienda sobredimensionar levemente la capacidad total de refrigeración del equipo de enfriamiento de agua, con el fin de satisfacer nuevas necesidades que puedan surgir a raíz de ampliaciones o remodelaciones de importancia que afecten directamente el sistema de acondicionamiento de aire, al contar con dos unidades de enfriamiento de agua a un 80 % de la capacidad total cada una, este rubro queda cubierto a cabalidad, por lo que esto se hace únicamente en aquellos casos donde el cliente brinda un factor de ampliación. De igual manera, al contemplar la incorporación de dos chiller, se obtiene un respaldo de la «fuente de frío» en caso de presentarse alguna falla mecánica o labores de mantenimiento.

En la siguiente tabla se muestran las características del modelo seleccionado:

Tabla 30 Selección de las unidades de enfriamiento exterior

Marca	Modelo	Capacidad		IPLV
		(T.R.)	(kW)	EER
Carrier	30RB080	76,0	267,3	15,8

Fuente: Elaboración propia

Este enfriador de agua corresponde a una máquina con condensadores enfriados por aire, tipo AquaSnap con compresor tipo «scroll» de alta eficiencia, con certificación AHRI. Este equipo será ubicado a nivel del primer piso, en la esquina suroeste de las instalaciones, lugar donde está destinada la construcción de una casa de máquinas para todos los equipos con los que cuente el hospital y que tengan la necesidad de ser ubicados en el exterior del edificio.

5.8.3 Sistema de bombeo

Para el diseño del sistema de bombeo de agua helada del sistema de aire acondicionado, se define un sistema primario-secundario, con lo que sería necesario el uso de cinco bombas que cumplan con los parámetros de caída de presión en la ruta crítica, flujo total de agua en el sistema y capacidad eléctrica a disposición en las instalaciones, principalmente.

Como parte del diseño del sistema primario/secundario, resulta necesario seleccionar dos bombas para el circuito (también llamado «loop») primario (una por cada equipo enfriador de agua), más una que funcione como mecanismo de respaldo ante una eventual falla del sistema o la intervención de alguna de las bombas debido a labores de mantenimiento programadas (tres en total de igual capacidad entre ellas).

Para el caso del sistema secundario, se debe hacer la selección de una bomba que contrarreste las pérdidas de presión en la ruta crítica, además de tener la capacidad de manejar la totalidad del flujo de agua requerido por el sistema de agua helada. Al igual que para el circuito primario, es necesario disponer de una bomba de respaldo de igual capacidad.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se tiene como resultado la selección de los equipos mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 31 Selección del sistema de bombeo

Circuito	Marca	Serie	Tamaño	Capacidad		Caída de presión		Eficiencia (%)
				(gpm)	(L/s)	(ft. w.)	(kPa)	
Primario	Bell & Gossett	e-1531	2,5AC	170,4	10,7	36,4	108,8	74,6
Secundario	Bell & Gossett	e-1535	1,5AAC	213,0	13,4	71,7	214,3	76,2

Fuente: Elaboración propia

Los detalles de ambas bombas pueden ser consultados en el Anexo 15.

5.8.4 Tanque de expansión

Según se mencionó anteriormente, el tanque de expansión está diseñado para absorber la fuerza producto de la expansión térmica del agua en la red de tuberías, logrando mantener una presión adecuada en el sistema hidráulico. La selección de este equipo toma en consideración el volumen de agua total del sistema. Las características principales del tanque seleccionado se muestran en la tabla que se muestra a continuación:

Tabla 32 Selección del tanque de expansión

Marca	Modelo	Volumen		Tipo	Temperatura de trabajo	
		(gal)	(L)		(°F)	(°C)
Bell & Gossett	D-40V	21,7	82,1	Diafragma	240	116

Fuente: Elaboración propia

En el Anexo 16 es posible para consultar los detalles técnicos de este equipo.

5.8.5 Tanque separador de aire y válvula de venteo

Como parte del sistema de agua del sistema de acondicionamiento de aire, es necesario hacer uso de un tanque separador de aire con su respectiva válvula de venteo, lo que permite la expulsión del aire que pueda ser arrastrado por la solución, mediante un sistema de ventilación adecuado que facilite la salida de este.

Ante la necesidad señalada anteriormente, se seleccionó un tanque separador de aire con las características indicadas en la Tabla 33. Además, en la Tabla 34 se muestran los parámetros principales de la válvula de venteo correspondiente.

Tabla 33 Selección del tanque separador de aire

Marca	Modelo	Presión de trabajo		Temperatura de trabajo	
		(psi)	(kPa)	(°F)	(°C)
Bell & Gossett	R-4F	125	862	350	177

Fuente: Elaboración propia

Tabla 34 Selección de la válvula de venteo

Marca	Modelo	Presión máxima de trabajo		Temperatura de trabajo	
		(psi)	(kPa)	(°F)	(°C)
Bell & Gossett	790	125	862	250	121

Fuente: Elaboración propia

En el Anexo 17 y el Anexo 18 se pueden consultar más detalles técnicos correspondientes a estos equipos.

5.8.6 Extracción

En el caso de los sistemas de extracción se consideran desde servicios sanitarios y cuartos de aseo, hasta aire proveniente de recintos con pacientes con alguna enfermedad o condición infectocontagiosa, por lo que la selección de los equipos encargados de realizar la extracción del aire debe ser minuciosa.

En esta oportunidad, se consideró solventar las necesidades de caudal, tomando en cuenta la caída de presión en los ductos (buscando como parámetro la ruta crítica), la cual fue calculada mediante el uso del método de fricción constante. La tabla que se muestra a continuación resume las características de los equipos seleccionados. Cabe resaltar que todos los equipos seleccionados corresponden a unidades extractoras de techo.

Tabla 35 Selección de equipos de extracción

Unidad	Caudal		Caída de presión		Marca	Modelo
	(cfm)	(L/s)	(in. w.g.)	(Pa)		
EXT.Q-01	1438,0	678,7	0,5	125,2	Greenheck	GB-141
EXT.Q-02	1724,0	813,6	0,6	145,3	Greenheck	GB-141
EXT.Q-03	2075,0	979,3	0,4	89,0	Greenheck	GB-141
EXT.Q-04	309,0	145,8	0,4	104,6	Greenheck	GB-081
EXT.Q-05	2010,0	948,6	0,3	68,1	Greenheck	GB-141
EXT.Q-06	326,0	153,8	0,3	65,9	Greenheck	GB-081
EXT.Q-07	3781,0	1784,4	0,3	73,4	Greenheck	GB-220

EXT.Q-08	3246,0	1531,9	0,3	83,8	Greenheck	GB-220
----------	--------	--------	-----	------	-----------	--------

Fuente: Elaboración propia

En el Anexo 19 es posible consultar los detalles técnicos de estos equipos.

5.9 Análisis comparativo

El diseño de sistemas eficientes que presenten costos operativos aceptables para las entidades involucradas constituye uno de los principales desafíos en el campo de la ingeniería. En el ámbito de los sistemas de acondicionamiento de aire se cuenta con una gran cantidad de opciones, desde la selección de accesorios básicos para el funcionamiento de los equipos, hasta el diseño de grandes redes de ductos y tuberías, donde los sistemas a base de agua helada no son la excepción.

Debido a la capacidad a la que se proyecta el sistema de acondicionamiento de aire del Bloque Quirúrgico y tomando en cuenta el tipo de enfriamiento del chiller (enfriado por aire), Carrier tiene a disposición tres modelos diferentes de equipos que cumplen con los parámetros de diseño del proyecto planteado. Para realizar una selección idónea de la unidad de enfriamiento de agua, es necesario considerar otros aspectos involucrados en el funcionamiento de este tipo de mecanismos, como los índices de eficiencia o el refrigerante a utilizar.

Por tanto, se presenta un análisis que contraste los tres modelos de chiller disponibles: 30RB080, 30RAP080 y 30XA080.

Enfoque ambiental

Los equipos de aire acondicionado son máquinas térmicas que impactan de forma directa el ambiente. Ante esta situación, el uso de indicadores de eficiencia y las certificaciones de los equipos, se han tornado en herramientas que brindan algunas ventajas en las etapas de diseño de los distintos proyectos.

En el caso de los tres modelos diferentes de chiller presentados anteriormente, se da el uso de dos refrigerantes: R-134a y R-410A. Ambos son refrigerantes de tipo HFC, lo que quiere decir que no posee átomos de cloro, por lo que evita algún aporte a la destrucción de la capa de ozono, aunque sí tienen algún efecto en el calentamiento global.

Con el objetivo de tener una mayor precisión en el efecto ambiental por parte de cada uno de los refrigerantes tomados en consideración, se tienen los datos que se brindan en la Tabla 36.

Tabla 36 Propiedades ambientales de los refrigerantes

Refrigerante	ODP	GWP
R-134a	0	1430
R-410A	0	2100

Fuente: ASHRAE, 2009

El indicador ODP hace referencia al efecto sobre la capa de ozono que tiene un refrigerante al ser liberado a la atmósfera (ASHRAE, 2009), confirmando lo mencionado en párrafos anteriores.

Por otra parte, el indicador GWP es el encargado de señalar el efecto sobre el calentamiento global que ejerce un refrigerante en comparación con el CO₂, para un tiempo horizonte típico de 100 años (ASHRAE, 2009). Como es posible observar, ambos refrigerantes contribuyen de alguna forma al efecto de calentamiento global, aunque estos valores son realmente pequeños si se les compara con el R-12 (10 900) o el R-508A (13 000), por lo que el uso de ambos refrigerantes (R-410A y R-134a) está permitido pero regulado (Protocolo de Montreal). Es necesario considerar, en un futuro cercano, el cambio a nuevas tecnologías (uso de refrigerantes HFO, por ejemplo) que permitan mantener el rumbo trazado por los distintos protocolos en vigencia.

Tabla 37 Características de desempeño de los refrigerantes por tonelada de refrigeración

Refrigerante	Efecto refrigerante neto (kJ/kg)	Refrigerante circulado (kg/h)
R-134a	167,94	20,96
R-410A	148,63	24,22

Fuente: ASHRAE, 2009

Tomando en consideración lo anterior (únicamente factores ambientales), se puede concluir que el uso del refrigerante R-134a resulta en la opción que, en términos ecológicos, afecta en menor medida al ambiente, lo que conlleva a la selección del enfriador de agua 30XA080.

Ahora, según ASHRAE (2009), la energía consumida por los equipos de aire acondicionado es a menudo producida por combustibles fósiles, lo que contribuye al calentamiento global debido a la emisión de CO₂; este efecto indirecto asociado al consumo de energía es, frecuentemente, mucho más marcado en comparación con el efecto causado de forma directa por las emisiones de los refrigerantes. En el caso de Costa Rica, esto no es así, ya que la matriz energética del país está constituida en su mayor parte por fuentes de tipo renovable (ver figura adjunta), con lo cual se puede afirmar que el uso del equipo mencionado anteriormente es el más adecuado en términos ambientales.

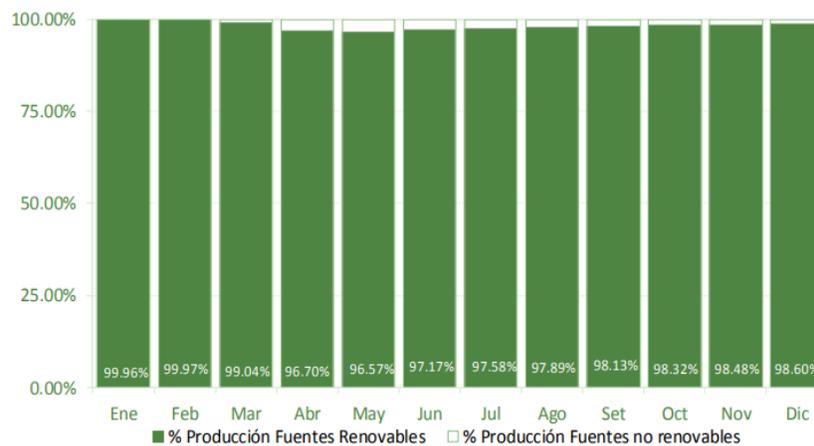


Figura 29 Porcentaje de producción bruta de energía renovable

Nota aclaratoria: Los datos presentados en la figura anterior corresponden a los tabulados durante todo el año 2018, según documentación obtenida del CENCE (2019).

Enfoque energético

Para comparar el rendimiento de los equipos, se dispone del indicador EER en condición de IPLV. El EER mide la razón de eficiencia del equipo, razón por la cual estos valores se encuentran medidos bajo un conjunto de reglamentos de condiciones de temperatura, con el objetivo de hacer comparaciones con otros equipos en igualdad de condiciones.

En la Tabla 38 se pueden observar las características principales de los tres equipos en estudio.

Tabla 38 Características principales de los enfriadores de agua marca Carrier

Modelo	Tipo	Capacidad		Refrigerante	Compresor	IPLV	
		(T.R.)	(kW)			EER	COP
30RB080	AquaSnap	76,0	267,5	R-410A	Scroll	15,8	4,6
30RAP080	AquaSnap	77,4	272,3	R-410A	Scroll	15,5	4,5
30XA080	AquaForce	75,6	265,9	R-134a	Tornillo	14,2	4,2

Fuente: Carrier, 2019

Tal y como se observa en la tabla anterior, el equipo con mejores índices de rendimiento es el 30RB080. Estos mecanismos utilizan como medio refrigerante el R-410A, contrastando con lo establecido en el apartado anterior.

Enfoque financiero

Debido a que el sistema de agua helada se mantiene relativamente constante, a grandes rasgos, se plantea la comparación entre los tres modelos de las unidades chiller mencionadas hasta este punto. Se toma como costo el valor de compra del equipo.

Tabla 39 Costo total de inversión inicial según el modelo de enfriador de agua empleado

Marca	Modelo	Costo (\$)
Carrier	30RB080	117 990
Carrier	30RAP080	118 878
Carrier	30XA080	143 953

Fuente: Elaboración propia

Como es posible apreciar, el costo que conlleva la adquisición del chiller 30RB080 (R-410A) representa la opción más accesible a nivel financiero, lo que reduce levemente los costos de inversión inicial del proyecto. De igual forma, en comparación con la unidad 30XA080 (R-134a), nuevamente el chiller que utiliza el refrigerante R-410A (unidad seleccionada) «saca ventaja» con respecto de su homólogo, esta vez desde un ámbito financiero (anteriormente se hizo de forma energética).

Tomando en consideración el análisis realizado desde las tres perspectivas planteadas, se decide realizar la instalación del enfriador de agua 30RB080, por los siguientes puntos:

- El costo de compra del equipo resulta ser el más accesible de los tres modelos comparados.
- Presenta los mejores índices de rendimiento.
- Utiliza un refrigerante amigable con el ambiente, encontrándose dentro de los límites establecidos por el Protocolo de Montreal.

A partir de los cálculos elaborados y con base en la selección de los equipos respectivos, según los análisis respectivos, se obtuvo un monto total de \$ 1 041 285, lo que corresponde a la inversión inicial del proyecto, valor que incluye el suministro de los equipos, la mano de obra necesaria y la puesta en marcha de todo el sistema, entre otras consideraciones de importancia. Por respeto al acuerdo de confidencialidad establecido con la empresa Clima Ideal, no es posible detallar el cálculo del monto final de la obra.

5.10 Oportunidades de ahorro energético

Como parte final del informe que se presenta, se brinda el análisis de dos iniciativas tomadas como medidas de ahorro energético para el proyecto propuesto, donde en ambos casos se requiere la adquisición de equipo adicional al propuesto inicialmente. Cabe destacar que, a pesar de que las opciones presentadas suponen una reducción en los niveles de energía requeridos, estos no constituyen partes fundamentales para el funcionamiento apropiado de la totalidad del sistema, por lo que su implementación resultaría en un «extra» del proyecto.

Recuperador entálpico

Una de las formas más benéficas de conservar la energía, es mediante la recuperación del calor que se genera durante un proceso térmico. En el campo del aire acondicionado, esto estaría reflejado al aprovechar el aire de extracción que proviene de los recintos acondicionados para realizar un proceso de «preacondicionamiento» del aire fresco, tomado a temperatura ambiente, reduciendo así las necesidades de enfriamiento del aire de suministro (Pita, 2004). Se estima que estos dispositivos pueden recuperar hasta un 80 % del calor necesario en las distintas aplicaciones, según datos presentados por distintos fabricantes.

Para el caso que se presenta, se plantea el uso de estos dispositivos en aquellas manejadoras que tienen como requisito 100 % aire fresco (debido a las características de los recintos a las que acondicionan el aire). Estas son: UMA.Q-04, UMA.Q-06, UMA.Q-09, UMA.Q-10 y UMA.Q-13. Los requisitos de toma de aire por parte de estas unidades se pueden observar en la Tabla 24.

Para los casos anteriores, se obtuvo la siguiente selección de recuperadores entálpicos de energía:

Tabla 40 Selección de los recuperadores entálpicos para las manejadoras seleccionadas

Unidad	Unidad	Marca	Modelo	Eficiencia
	manejadora			(%)

REE.Q-01	UMA.Q-04	Greenheck	ERV-35	69,9
REE.Q-02	UMA.Q-06	Greenheck	ERV-35	69,9
REE.Q-03	UMA.Q-09	Greenheck	ERV-35	69,9
REE.Q-04	UMA.Q-10	Greenheck	ERV-20	76,4
REE.Q-05	UMA.Q-13	Greenheck	ERV-20	76,4

Fuente: Elaboración propia

La selección de estos dispositivos se basó en las características de funcionamiento, eficiencia y costo final del producto; además, se tomó como punto de referencia el caudal de aire necesario por cada unidad manejadora de aire.

Continuando desde el punto de vista de consumo eléctrico, se proyecta que el ahorro en este rubro, al incorporar los mecanismos anteriores en las cinco unidades manejadoras de aire, es de \$ 1 826 anuales, tomando en consideración únicamente el consumo de los equipos usados en el proceso de enfriamiento (esto según datos obtenidos mediante el uso del programa HAP de Carrier), obteniendo un ahorro energético aproximado de 1,51%.

Analizando esta opción desde un punto de vista ambiental, y según datos recopilados por el IMN (2019), la huella de carbono se vería reducida en un total de 600 kg de CO₂ no emitidas al ambiente por año, producto del consumo eléctrico del sistema mencionado anteriormente.

Por lo tanto, tomando en consideración los datos anteriores y que el costo por la adquisición de cada recuperador entálpico es de aproximadamente \$ 10 000 (obteniendo un total de \$ 50 000 en costo del equipo), es posible concluir que la implementación de esta iniciativa no resulta viable financieramente hablando. Lo anterior se justifica tomando en consideración el alto costo de implementación de los equipos, sumado al relativamente bajo ahorro energético proyectado.

Esta iniciativa podría ser reconsiderada en caso de realizar un rediseño del sistema de agua helada, propiamente hablando. Como se mencionó anteriormente, al incorporar recuperadores entálpicos de energía, la carga de enfriamiento total del sistema se ve

disminuida, lo que implica una reducción en la capacidad de las unidades manejadoras de aire que tienen acoplados estos dispositivos; además, se debe considerar el efecto de la reducción en la carga de enfriamiento en el chiller, y su impacto en los otros mecanismos propios de la red de agua helada (bombas, tanque de expansión, tuberías, entre otros), dando como resultado una selección nueva de los equipos, un nuevo presupuesto para el proyecto y nuevos cálculos correspondientes al campo energético.

Como nota aclaratoria, el dato obtenido de kilogramo de CO₂ emitido por kilowatt hora y, por lo tanto, de los resultados obtenidos en la emisión de este gas, pertenece al último estudio publicado por el IMN (junio de 2018) correspondiente al tema del cambio climático, haciendo uso del factor correspondiente al año con los datos más recientes, siendo este último el 2017.

Sistema primario variable

Según se mencionó anteriormente, este tipo de configuración contempla una variación en los flujos de los sistemas primario y secundario (relacionado directamente con el flujo del circuito primario), lo que implica incorporar variadores de frecuencia que permitan mantener un control continuo de los flujos de agua a través de las bombas. Al lograr regular los flujos de agua en el primario, es posible evitar el funcionamiento continuo (a plena capacidad) por parte de los chillers, reduciendo el consumo de energía.

La variación del flujo a través de las bombas centrífugas es posible debido a las características de funcionamiento que presentan estos equipos, donde el variador de frecuencia cumple la función de ajustar la velocidad del motor, logrando una modulación en la curva de desempeño de la bomba (ASHRAE, 2008). El uso más frecuente en el momento de adaptar este dispositivo se da en el control de la presión a través de un tramo de tubería. El efecto de este proceso de variación de velocidad puede ser visto, según ASHRAE (2008), como una reducción en el tamaño del impulsor (impeller) de la bomba, lo que conlleva a que la potencia del motor se reduzca en una relación del cubo de la reducción de la velocidad de esta máquina (relación exponencial).

También es necesario recordar que, para implementar este tipo de sistema, es necesario contemplar un tramo de derivación que tenga integrado una válvula de dos vías. Esta válvula será la encargada de regular el flujo de agua a través del sistema primario mediante el control de la presión del sistema. Esto conlleva, directamente, a una reducción en el uso de las bombas, logrando reducir al límite su uso, lo que se traduce en un uso eficiente de la energía y una reducción en la facturación eléctrica.

Si se quiere resaltar el impacto que genera la implementación de este sistema desde un punto de vista energético, la incorporación adecuada de la válvula de control y el variador de frecuencia puede reducir el consumo de energía por parte de las bombas hasta en un 60 %, según datos generados por ASHRAE.

Financieramente, el impacto que se vería reflejado en la facturación eléctrica, tomando como referencia el punto máximo de ahorro, equivale a \$ 2 635 anuales producto de la disminución en el consumo por parte del sistema de bombeo (monto estimado al precio actual de la electricidad), donde el costo por la adquisición de los equipos para este sistema es de \$ 20 000, aproximadamente.

6. Conclusiones y recomendaciones

6.1 Conclusiones

1. Los sistemas de ductos y tuberías se diseñaron con base en los caudales requeridos por cada recinto, además de considerar las distintas caídas de presión presentes en los sistemas y las velocidades máximas de los fluidos en la distribución propuesta.
2. Se justificó la selección de los equipos mediante el análisis del medio refrigerante y la normativa vigente, requiriendo un sistema de 300 kW (88 T.R.) a base del refrigerante R-410A (Purón), lo que representa una inversión inicial de \$ 1 041 285.
3. Al contrastar los resultados de los cálculos de carga térmica se obtuvo una variación de 8 % entre los métodos usados, siendo el utilizado por la herramienta de diseño HAP de Carrier (método de función de transferencia) el más conservador con un total de 88 T.R. (300 kW) y el método de estimación BTU/ft² el de mayor valor con 96 T.R. (327 kW).
4. Se elaboraron los planos mecánicos correspondientes al diseño propuesto, los cuales conciernen a planos generales con detalles constructivos para la ejecución del proyecto.
5. Las iniciativas de ahorro propuestas representan opciones funcionales desde el punto de vista energético al ser comparadas con la propuesta inicial, obteniendo un ahorro máximo proyectado de \$ 2 635 anuales en el consumo eléctrico al pasar de un sistema primario/secundario a un sistema primario variable y una reducción de hasta \$ 1 826 anuales en el consumo por parte de los dispositivos de enfriamiento al instalar recuperadores entálpicos de energía.

6.2 Recomendaciones

- Debido a la aplicación del sistema propuesto, se recomienda la redundancia de equipos en los recintos que se consideran de mayor criticidad; como las salas de cirugía.
- Como medida de prevención, es necesario considerar la adquisición de una unidad manejadora de 10 T.R. extra con lo cual se suplen las necesidades para la mayoría de los sistemas en cuanto a carga de enfriamiento.
- Instalar de una caja tipo VAV en el cuarto de aislamiento tipo infectocontagioso para mantener un control activo de la presión dentro del cuarto.
- Instalar dampers en los ductos de suministro para balancear los flujos de aire en las salidas de este fluido.
- Instalar luz tipo ultravioleta en el módulo del serpentín de cada una de las manejadoras de aire, ubicada en la entrada del aire de suministro al serpentín, para controlar la generación de lodos producto de la condensación del aire y las partículas de polvo no filtradas.
- Considerar la instalación de variadores de frecuencia que gobiernen los ventiladores de las manejadoras de aire con filtros HEPA, logrando controlar la velocidad de giro de estos mecanismos, con el fin de manejar de mejor forma la caída de presión estática a causa de los filtros mencionados.
- Considerar el uso de ductos tipo flexible en aquellos casos donde las distancias sean menores a 3 metros para el caso del sistema de suministro y menores a 2 metros en los sistemas de retorno y extracción, esto según criterios de diseño de Cima Ideal, S.A.

7. Bibliografía

- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. (1998). *Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice* (Vigésimo tercera ed.). Ohio: American Conference of Governmental Industrial Hygienists.
- ASHRAE. (2007). *2007 ASHRAE Handbook HVAC Applications*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2008). *2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment (SI)*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2009). *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2009). *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2013). *HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics* (Segunda ed.). Atlanta, Estados Unidos: ASHRAE.
- Ávalos, Á. (2018, Abril 2). Hospital México verá menos recién nacidos durante dos semanas por instalación de equipos. *La Nación*.
- Bell & Gossett. (2019, Abril). Tomado de Bell & Gossett a xylem brand: <http://bellgossett.com/>
- Carnicer, E. (1998). *Ventilación Industrial: Cálculo y aplicaciones* (Tercera ed.). Madrid, España: Editorial Paraninfo.
- Carrier. (2019, Mayo). *Productos*. Tomado de Carrier: <https://carrier.co.cr/>
- Carrier Air Conditioning Company. (s.f.). *Handbook of Air Conditioning System Design*. Nueva York: McGraw-Hill.
- Carrier Corporation. (2019). *Air handlers*. Tomado de Carrier building solutions: <https://www.carrier.com/commercial/en/us/products/airside/air-handlers/>

- Carrier Corporation. (2019, Abril). *Software*. Tomado de Carrier: <https://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/hourly-analysis-program/>
- Castro, J. (2017). *Diseño de sistema de agua helada para climatización artificial, en sector hotelero en Guanacaste*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.
- CENCE. (2019, Mayo). Tomado de Centro Nacional de Control de Energía Costa Rica: https://apps.grupoice.com/CenceWeb/CenceDescargaArchivoMes.jsf?init=true&categoria=3&codigoTipoArchivo=3007&fecha_inic=ante
- Çengel, Y. (2007). *Transferencia de Calor y Masa: Un Enfoque Práctico* (Tercera ed.). México: McGraw-Hill.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). D.F., México: McGraw-Hill.
- Gobierno de Costa Rica. (2016, Mayo 10). Tomado de Procuraduría General de la República: http://www.pgrweb.go.cr/scij/Busqueda/Normativa/Normas/nrm_texto_completo.aspx?param1=NRTC&nValor1=1&nValor2=81752&nValor3=104395&strTipM=TC
- Greenheck. (2013). *Centrifugal Roof Downblast Exhaust Fans*.
- Grupo Clima. (2019, Marzo). *Home*. Tomado de Grupo Clima: <https://www.grupoclima.com/>
- Hernández, R., Fernández, C., & Baptista, M. (2010). *Metodología de la Investigación* (Quinta ed.). México D. F., México: McGraw-Hill.
- Herrera, M. (2013, Octubre 10). Cirugías en Hospital de Niños se realizan en su centro oftalmológico y en Cenare por remodelación de quirófanos. *La Nación*.
- Instituto Meteorológico Nacional. (2018, Junio). *Cambio climático*. Tomado de Programa de cambio climático:

<http://cglobal.imn.ac.cr/documentos/publicaciones/factoresemision/factoresemision2018/index.html>

Instituto Nacional de Estadística y Censos. (2017). *Estadísticas Vitales 2016: Población, Nacimientos, Defunciones Y Matrimonios*. San José: INEC.

Miranda, Á. (1996). *Aire Acondicionado*. Barcelona: CEAC.

Navarro, J. (s.f.). *Manual Técnico P3ductal*. Padua: P3.

Pita, E. (2004). *Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas, un Enfoque Energético* (Segunda ed.). México: Compañía Editorial Continental.

Price. (2019). *Price Industries*. Tomado de <https://www.priceindustries.com/criticalenvironments>

Sampieri, R., Fernández, C., & Baptista, M. (2010). *Metodología de la investigación* (Quinta ed.). México D.F.: McGraw-Hill.

TUPRECO. (2019, Mayo). Tomado de TUPRECO: <http://www.tupreco.net/tag/aislamiento-termico/>

Valverde, J. (2018). *Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para Acondicionamiento del Ambiente de la Ciudad Interactiva Kidzania*. Cartago: Tecnológico de Costa Rica.

Wang, S. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (Segunda ed.). Nueva York: McGraw-Hill.

8. Apéndices

Apéndice 1 Cálculo de carga térmica por el método de ASHRAE para la Sala de Cirugía General

Tipo de carga	Detalle	Carga total	
		(kBTU/h)	(kW)
Ventanas	No presenta	0	0
Paredes al exterior	No presenta	0	0
Techo	49 m ²	1,92	0,54
Piso	49 m ²	0	0
Particiones	84 m ²	0	0
Iluminación	2,2 W/ft ²	4,93	1,40
Equipo eléctrico	3560 W	12,14	3,45
Personas	10	7,50	2,13
Carga sensible		21,74	6,18
Carga latente		4,75	1,35
Total		26,49	7,53

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Apéndice 2 Comprobación de cambios de aire para la Sala de Cirugía General

Tipo de carga	Detalle	Carga total	
		(kBTU/h)	(kW)
Volumen	147 m ³	45,60	12,96
Ductos	5 %	2,28	0,65
Fugas	3 %	1,37	0,39
Factor de seguridad	3 %	1,48	0,70
Caudal estimado	1691 cfm		
Caudal suministrado por ventilador	1722 cfm		
Cambios de aire totales	20		

Fuente: Elaboración propia (Excel)

Apéndice 3 Factores de emisión para el cálculo de la huella de carbono según el IMN

Año	Factor de emisión (CO₂/kWh)
2017	0,0754
2016	0,0557
2015	0,0381
2014	0,1170
2013	0,1300

Fuente: IMN, 2018

Apéndice 4 Tarifa eléctrica del ICE para el sector de servicios (consumos mayores a 3000 kWh)

Cargo por energía (¢/kWh)	Cargo por potencia (¢/kWh)
76,08	12 574,79

Fuente: ICE, 2019

9. Anexos

Anexo 1 Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento en paredes [DTCE]

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of						
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	CLTD	CLTD	CLTD	CLTD			
Group A Walls																															
N	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4				
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5				
E	24	24	23	22	22	21	20	19	19	18	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	22	18	25	7				
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	24	22	18	24	6				
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6					
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	18	19	20	21	23	24	25	25	24	17	25	8				
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	18	27	9					
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	1	14	21	7				
Group B Walls																															
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7				
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	13	21	9			
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	25	24	20	15	27	12			
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	25	24	21	14	26	12			
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	17	21	11				
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15				
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	34	14	30	16			
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	13	15	17	19	21	22	23	23	11	23	9					
Group C Walls																															
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	7	7	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	2	17	10		
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13		
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	30	30	29	28	27	26	24	18	30	18		
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	29	28	27	26	24	19	32	29	17		
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	27	27	26	24	22	20	9	26	17		
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22			
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	33	32	22	12	35	23			
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17			
Group D Walls																															
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13			
NE	17	15	13	11	10	8	7	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	7	25	15			
E	19	17	15	13	11	9	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	18	18	17	15	14	12	16	4	23	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	33	33	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	8	10	12	14	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	30	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30			
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32			
NW	25	23	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25			
Group E Walls																															
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	25	26	28	16	14	20	3	23	19		
NE	13	11	9	7	6	4	5	6	7	8	10	14	17	20	22	25	28	29	30	31	33	34	34	33	32	30	18	19	17		
E	14	12	10	8	6	5	6	7	8	10	14	17	20	22	25	28	29	30	31	33	34	34	33	32	30	18	19	17			
SE	15	12	10	8	7	5	5	6	7	8	10	14	17	20	22	25	28	29	30	31	33	34	34	33	32	30	18	19	17		
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	25	26	28	16	14	20	3			
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30				
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32				
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33			
Group F Walls																															
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	25	26	28	16	13	11	19	1	23	23		
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29			
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43			
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32			
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	10	1	39	38				
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	48			
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	52	50	43	34	27	21	19	3	60	57				
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	9	5	46	44			
Group G Walls																															
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27			
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	30	40			
E	4	3	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56			
SE	4	3	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52			
S	4	3	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47			
SW	5	4	3	1	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	62				
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71			
NW	5	3	2	1	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55				

Reprinted with permission from the FURNISHING (www.furnishing.com)

Fuente: Pita, 2004

Anexo 2 Corrección de DTCE por latitud y mes para paredes y techos, latitud norte [°F]

TABLA 6.4. CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES, PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS, LATITUDES NORTE, °F

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	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
8	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
	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
16	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
	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
24	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
	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
32	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-2	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-5	-6	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
40	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
	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
48	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
56	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
64	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	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
72	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

Fuente: Pita, 2004

Anexo 3 Factor de ganancia máxima para vidrios [BTU/(h ft²)]

0 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288

8 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

32 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276
Jul.	40	111	167	20-4	215	194	150	96	72	273
Agos.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158

40 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262
Agos.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113

16 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234

24 Grados										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213
Dic.	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199

48 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188
Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul.	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Agos.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

56 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr.	28	58	123	173	211	223	233	213	210	195
May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221
Agos.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193
Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

Fuente: Pita, 2004

Anexo 4 Factor de sombreado para vidrios

Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior		Tipo de sombreado interior					
			$h_o = 4.0$	Persianas venecianas		Persianas enrollables				
				Medio	Claro	Opacas	Claro	Translúcidas		
VIDRIO SENCILLO	Sencillo									
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00						
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94						
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39	
	Claro	1/2	0.67	0.87						
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83						
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8	0.83	0.83						
	Absorbente de calor ^c	3/16 a 1/4	0.46	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4	0.46	0.69						
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32	
Absorbente de calor, con figuras		0.44-0.30	0.60							
Absorbente de calor ^c	3/8	0.34	0.60	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31		
Absorbente de calor, con figuras		0.44-0.30	0.53							
Vidrio recubierto reflector	1/2	0.24	0.30	0.25	0.23					
			0.40	0.33						
			0.50	0.42						
			0.60	0.38						
			0.60	0.44						
VIDRIO AISLANTE	Doble ^d									
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71 ^e	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37	
	Claro adentro									
	Claro afuera	1/4	0.61 ^e	0.81						
	Claro adentro									
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36 ^e	0.55						
Claro adentro				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30		
Vidrio recubierto reflector			0.20	0.19						
			0.30	0.18						
			0.40	0.26						
			0.40	0.33						
			0.50	0.29						
			0.60	0.38						
			0.60	0.44						
Triple	Claro	1/4	0.71							
	Claro	1/8	0.80							

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory

Fuente: Pita, 2004

Anexo 5 Factor de carga de enfriamiento para vidrios sin sombreado interior

Latitud norte, Ventana viendo hacia él	Construc- ción del recinto	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
		N	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31
M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27	
H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28	
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08	
H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	
E	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	
H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	
H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	
H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18	
H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17	
W	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16	
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16	
H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15	
HORA	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13
M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.55	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18	
H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	

L = construcción ligera: Pared exterior de bastidores, losa de piso de concreto de 2 in, con aprox. 30 lb de material/ft² de piso.
M = Construcción media: Pared exterior de concreto de 4 in, losa de piso de concreto de 4 in, con aprox. 70 lb de material de construcción por ft² de piso.
H = Construcción pesada: Pared exterior de concreto de 6 in, losa de piso de concreto de 6 in, con aprox. 130 lb de material de construcción por ft² de piso.

Fuente: Pita, 2004

Anexo 6 Factor de carga por iluminación

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
Dining Area	0.9	Operating room	2.2
For penitentiary	1.3	Nursery	0.6
For hotel	1.3	Medical supply	1.4
For motel	1.2	Physical therapy	0.9
For bar lounge/leisure dining	1.4	Radiology	0.4
For family dining	2.1	Laundry—washing	0.6
Food preparation	1.2	Automotive—service/repair	0.7
Laboratory	1.4	Manufacturing	
Restrooms	0.9	Low bay (<25 ft floor to ceiling height)	1.2
Dressing/locker/fitting room	0.6	High bay (≥25 ft/7.6 m floor to ceiling height)	1.7
Corridor/transition	0.5	Detailed manufacturing	2.1
For hospital	1.0	Equipment room	1.2
For manufacturing facility	0.5	Control room	0.5
Stairs—active	0.6	Hotel/motel guest rooms	1.1
Active storage	0.8	Dormitory—living quarters	1.1
For hospital	0.9	Museum	
Inactive storage	0.3	General exhibition	1.0
For museum	0.8	Restoration	1.7
Electrical/mechanical	1.5	Bank/office—banking activity area	1.5
Workshop	1.9	Religious buildings	
Sales area [for accent lighting, see Section 9.6.2(B) of ASHRAE Standard 90.1]	1.7	Worship pulpit, choir	2.4
		Fellowship hall	0.9
		Retail	
		Sales area for accent lighting, see Section 9.6.3(C) of ASHRAE Standard 90.1]	1.7
		Mall concourse	1.7
		Sports arena	
		Ring sports area	2.7
		Court sports area	2.3
		Indoor playing field area	1.4
		Warehouse	
		Fine material storage	1.4
		Medium/bulky material storage	0.9
		Parking garage—garage area	0.2
		Transportation	
		Airport—concourse	0.6
		Air/train/bus—baggage area	1.0
		Terminal—ticket counter	1.5

Source: ASHRAE Standard 90.1-2007.

*In cases where both a common space type and a building-specific type are listed, the building-specific space type applies.

Fuente: ASHRAE, 2009

Anexo 7 Factor de carga de enfriamiento por presencia de personas

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 V	High V
		Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^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: ASHRAE, 2009

Anexo 8 Parámetros de diseño para sistemas de ventilación

Function of Space	Pressure Relationship to Adjacent Areas (a)	Minimum Outdoor ACH, ach	Minimum Total ACH, ach	All Room Air Exhausted Directly to Outdoors (j)	Air Recirculated by Means of Room Units (a)	RH (k) (%)	Design Temperature (l), (°F/°C)
SURGERY AND CRITICAL CARE							
Class B and C Operating room, (m),(n) (o)	Positive	4	20	N/R	No	20-60	68-75/20-24
Operating/surgical cystoscopic rooms, (m), (n) (o)	Positive	4	20	N/R	No	20-60	68-75/20-24
Delivery room (Caesarean) (m),(n), (o)	Positive	4	20	N/R	No	20-60	68-75/20-24
Substerile service area	N/R	2	6	N/R	No	N/R	N/R
Recovery room	N/R	2	6	N/R	No	30-60	70-75/21-24
Critical and intensive care	N/R	2	6	N/R	No	30-60	70-75/21-24
Intermediate case (s)	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Wound Intensive Care (Burn Unit)	N/R	2	6	N/R	No	40-60	70-75/21-24
Newborn intensive care	Positive	2	6	N/R	No	30-60	72-78/22-26
Treatment room (p)	N/R	2	6	N/R	N/R	20-60	70-75/21-24
Trauma room (crisis or shock) (c)	Positive	3	15	N/R	No	20-60	70-75/21-24
Medical/Anesthesia gas storage (r)	Negative	N/R	8	Yes	N/R	N/R	N/R
Laser Eye Room	Positive	3	15	N/R	No	20-60	70-75/21-24
ER Waiting Rooms (q)	Negative	2	12	Yes	N/R	max 65	70-75/21-24
Triage (q)	Negative	2	12	Yes	N/R	max 60	70-75/21-24
ER Decontamination	Negative	2	12	Yes	No	N/R	N/R
Radiology waiting rooms (q), (w)	Negative	2	12	Yes	N/R	max 60	70-75/21-24
Class A Operating/Procedure room (o) (d)	Positive	3	15	N/R	No	20-60	70-75/21-24
INPATIENT NURSING							
Patient room (s)	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Toilet room	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Newborn nursery suite	N/R	2	6	N/R	No	30-60	72-78/22-26
Protective environment room (t)	Positive	2	12	N/R	No	max 60	70-75/21-24
All room (u)	Negative	2	12	Yes	No	max 60	70-75/21-24
Combination All/PE room	Positive	2	12	Yes	No	max 60	70-75/21-24
All anteroom (u)	(e)	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
PE anteroom (t)	(e)	N/R	10	N/R	No	N/R	N/R
Combination All/PE anteroom	(e)	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Labor/delivery/recovery/postpartum (LDRP) (s)	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Labor/delivery/recovery (LDR) (s)	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Patient Corridor	N/R	N/R	2	N/R	N/R	N/R	N/R
Nourishment are or room	N/R	N/R	2	N/R	N/R	N/R	N/R

Fuente: ASHRAE, 2013

Function of Space	Pressure Relationship to Adjacent Areas (a)	Minimum Outdoor ACH, ach	Minimum Total ACH, ach	All Room Air Exhausted Directly to Outdoors (j)	Air Recirculated by Means of Room Units (a)	RH (k) (%)	Design Temperature (l), (°F/°C)
NURSING FACILITY							
Resident Room	N/R	2	2	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Resident Gathering/Activity/Dining	N/R	4	4	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Physical Therapy	Negative	2	6	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Occupational Therapy	N/R	2	6	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Bathing Room	Negative	N/R	10	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
RADIOLOGY (v)							
X-ray (diagnostic and treatment)	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	72-78/22-26
X-ray (surgery/critical care and catheterization)	Positive	3	15	N/R	No	max 60	70-75/21-24
Darkroom(g)	Negative	2	10	Yes	No	N/R	N/R
DIAGNOSTIC AND TREATMENT							
Dialysis treatment area	N/R	2	6	N/R	N/R	N/R	72-78/22-26
Dialyzer reprocessing room	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Nuclear medicine hot lab	Negative	N/R	6	Yes	No	N/R	70-75/21-24
Nuclear medicine treatment room	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Bronchoscopy, sputum collection, and pentamidine administration (n)	Negative	2	12	Yes	No	N/R	68-73/20-23
Laboratory, general (v)	Negative	2	6	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, bacteriology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, biochemistry (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, cytology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, glasswashing	Negative	2	10	Yes	N/R	N/R	N/R
Laboratory, histology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, microbiology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, nuclear medicine (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, pathology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, serology (v)	Negative	2	6	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, sterilizing	Negative	2	10	Yes	N/R	N/R	70-75/21-24
Laboratory, media transfer (v)	Positive	2	4	N/R	N/R	N/R	70-75/21-24
Autopsy room (n)	Negative	2	12	Yes	No	N/R	68-75/20-24
Nonrefrigerated body-holding room (h)	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	70-75/21-24
Pharmacy (b)	Positive	2	4	N/R	N/R	N/R	N/R

Fuente: ASHRAE, 2013

Function of Space	Pressure Relationship to Adjacent Areas (a)	Minimum Outdoor ACH, ach	Minimum Total ACH, ach	All Room Air Exhausted Directly to Outdoors (j)	Air Recirculated by Means of Room Units (a)	RH (k) (%)	Design Temperature (l), (°F/°C)
Examination room	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Medication room	Positive	2	4	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Gastrointestinal endoscopy procedure room	Positive	2	6	N/R	No	20-60	68-73/20-23
Endoscope Cleaning	Negative	2	10	Yes	No	N/R	N/R
Treatment room	N/R	2	6	N/R	N/R	max 60	70-75/21-24
Hydrotherapy	Negative	2	6	N/R	N/R	N/R	72-80/22-27
Physical therapy	Negative	2	6	N/R	N/R	Max 65	72-80/22-27
STERILIZING							
Sterilizer equipment room	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
CENTRAL MEDICAL AND SURGICAL SUPPLY							
Soiled or decontamination room	Negative	2	6	Yes	No	N/R	72-78/22-26
Clean workroom	Positive	2	4	N/R	No	max 60	72-78/22-26
Sterile storage	Positive	2	4	N/R	N/R	max 60	72-78/22-26
SERVICE							
Food preparation center (i)	N/R	2	10	N/R	No	N/R	72-78/22-26
Warewashing	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Dietary storage	N/R	N/R	2	N/R	No	N/R	72-78/22-26
Laundry, general	Negative	2	10	Yes	No	N/R	N/R
Soiled linen sorting and storage	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Clean linen storage	Positive	N/R	2	N/R	N/R	N/R	72-78/22-26
Linen and trash chute room	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Bedpan room	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
Bathroom	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	72-78/22-26
Janitor's closet	Negative	N/R	10	Yes	No	N/R	N/R
SUPPORT SPACE							
Soiled workroom or soiled holding	Negative	2	10	Yes	No	N/R	N/R
Clean workroom or clean holding	Positive	2	4	N/R	N/R	N/R	N/R
Hazardous Material Storage	Negative	2	10	Yes	No	N/R	N/R

Source: Table and following notes adapted from ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170-2008 (ASHRAE 2008), including Addenda a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, l, m, n, o, p, q, r, s, t, and v.
Note: N/R=no requirement

Fuente: ASHRAE, 2013

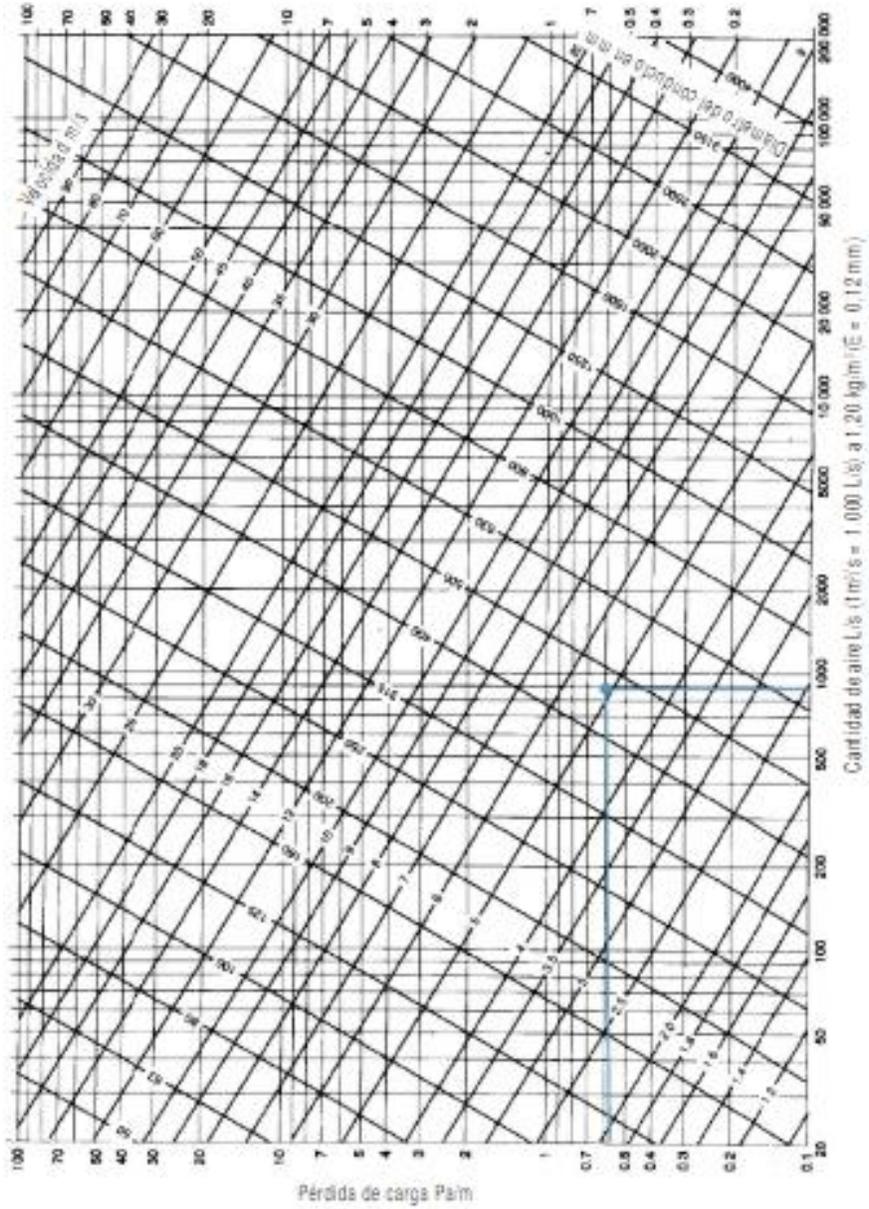
Anexo 9 Dimensiones de conductos para P3ductal

150	200	250	300	350	400	450	500									
Diam. [mm]	Secc. [m']															
150	164	0.0211														
200	180	0.028	210	0.0376												
250	210	0.0346	244	0.0467	273	0.0585										
300	229	0.0412	266	0.0555	299	0.0702	328	0.0845								
350	245	0.0471	286	0.0642	322	0.0814	354	0.0984	383	0.1152						
400	260	0.0531	305	0.073	343	0.0924	378	0.1122	403	0.1313	437	0.1499				
450	274	0.0589	321	0.0809	363	0.1034	400	0.1256	433	0.1472	464	0.169	492	0.19		
500	287	0.0647	337	0.0892	381	0.114	420	0.1385	455	0.1625	488	0.1869	518	0.2106	547	0.2343
550	300	0.0702	352	0.0973	398	0.1243	439	0.1513	477	0.1786	511	0.205	549	0.2315	573	0.2577
600	310	0.0754	365	0.1046	414	0.1345	457	0.1639	495	0.1931	533	0.223	567	0.2504	598	0.2807
650	321	0.0803	378	0.1122	429	0.1445	474	0.1764	515	0.2082	553	0.2401	580	0.2723	622	0.3037
700	331	0.086	391	0.12	443	0.1541	490	0.1885	533	0.223	573	0.2577	610	0.2921	644	0.3256
750	341	0.0913	402	0.1269	457	0.1639	506	0.201	550	0.2375	592	0.2751	630	0.3116	666	0.3482
800	350	0.0962	414	0.1345	470	0.1734	520	0.2129	567	0.2524	609	0.2911	649	0.3306	687	0.3705
850	359	0.1012	424	0.1411	482	0.1824	534	0.2238	582	0.2659	626	0.3076	668	0.3503	706	0.3913
900	367	0.1057	435	0.1485	494	0.1916	548	0.2357	597	0.2798	643	0.3246	686	0.3604	726	0.4138
950	376	0.111	445	0.1554	506	0.201	561	0.2471	612	0.294	659	0.3409	703	0.388	744	0.4345
1000	384	0.1158	454	0.1618	517	0.2098	574	0.2586	626	0.3076	674	0.3566	719	0.4058	762	0.4558
1050	391	0.12	464	0.169	528	0.2188	586	0.2696	639	0.3205	689	0.3727	735	0.4241	773	0.4784
1100	399	0.125	473	0.1756	538	0.2272	598	0.2807	652	0.3337	703	0.388	751	0.4427	795	0.4961
1150	406	0.1294	481	0.1816	548	0.2357	609	0.2911	665	0.3471	717	0.4036	766	0.4606	812	0.5176
1200	413	0.1339	490	0.1885	558	0.2444	620	0.3018	677	0.3598	731	0.4195	780	0.4776	827	0.5369
1250			498	0.1947	568	0.2533	631	0.3126	689	0.3727	744	0.4345	795	0.4961	843	0.5573
1300			506	0.201	577	0.2613	642	0.3235	701	0.3857	757	0.4498	808	0.5125	857	0.5765
1350			514	0.2074	586	0.2696	652	0.3337	713	0.3991	769	0.4642	822	0.5304	872	0.5968
1400					595	0.2779	662	0.344	724	0.4115	781	0.4788	835	0.5473	886	0.6162
1450					604	0.2864	672	0.3545	735	0.4241	793	0.4936	848	0.5645	900	0.6359
1500					612	0.294	681	0.3641	745	0.4357	805	0.5087	860	0.5806	913	0.6544
1550					621	0.3027	691	0.3748	756	0.4487	816	0.5227	873	0.5983	926	0.6731
1600							700	0.3847	766	0.4606	827	0.5369	885	0.6148	939	0.6922
1650							709	0.3946	776	0.4727	838	0.5513	897	0.6316	952	0.7114
1700							718	0.4047	785	0.4837	849	0.5658	908	0.6472	964	0.7305
1750							726	0.4139	795	0.4961	859	0.5792	919	0.663	976	0.7478
1800							735	0.4241	804	0.5074	869	0.5928	930	0.6789	988	0.7663
1850							743	0.4334	814	0.5201	879	0.6065	941	0.6951	1000	0.785
1900							751	0.4427	823	0.5317	889	0.6204	952	0.7114	1012	0.804
1950							759	0.4522	831	0.5421	899	0.6344	963	0.728	1023	0.8215
2000							767	0.4618	840	0.5539	908	0.6472	973	0.7432	1034	0.8393
2050							775	0.4715	849	0.5658	918	0.6615	983	0.7585	1045	0.8572
2100							782	0.48	857	0.5765	927	0.6746	993	0.774	1055	0.8737
2150							790	0.4893	866	0.5887	936	0.6877	1003	0.7897	1066	0.892
2200							797	0.4986	874	0.5996	945	0.701	1013	0.8055	1076	0.9089
2250							805	0.5087	882	0.6107	954	0.7144	1022	0.8193	1087	0.9275
2300							812	0.5176	890	0.6218	963	0.728	1031	0.8344	1097	0.9447
2350							819	0.5265	898	0.633	971	0.7401	1041	0.8507	1107	0.962
2400							826	0.5356	905	0.6429	980	0.7539	1050	0.8655	1116	0.9777
2450							833	0.5447	913	0.6544	988	0.7663	1059	0.8804	1126	0.9953
2500							840	0.5539	920	0.6644	996	0.7787	1068	0.8954	1136	1.013
2550									928	0.676	1004	0.7913	1076	0.9089	1145	1.0292
2600									935	0.6883	1012	0.804	1085	0.9241	1154	1.0454
2650									942	0.6996	1020	0.8167	1094	0.9395	1163	1.0618
2700									950	0.7095	1028	0.8296	1102	0.9533	1173	1.0801
2750									957	0.7197	1036	0.8425	1110	0.9672	1181	1.0989
2800									964	0.7295	1043	0.854	1119	0.9829	1190	1.116
2850									970	0.7386	1051	0.8671	1127	0.9971	1199	1.1285
2900									977	0.7493	1058	0.8787	1135	1.0113	1208	1.1455
2950									984	0.7601	1066	0.892	1143	1.0256	1216	1.1607
3000									991	0.7709	1073	0.9038	1151	1.04	1225	1.178

Fuente: Navarro

Anexo 10 Pérdida de presión en ductos para P3ductal

Por rozamiento



Fuente: Navarro

Por velocidad del fluido

PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)
0,25	2	8,75	11,83	17,25	16,60	28	21,16
0,50	2,82	9	12	17,50	16,73	29	21,54
0,75	3,46	9,25	12,16	17,75	16,85	30	21,90
1	4	9,50	12,32	18	16,97	31	22,27
1,25	4,47	9,75	12,49	18,25	17,08	32	22,62
1,50	4,89	10	12,64	18,50	17,20	33	22,97
1,75	5,29	10,25	12,80	18,75	17,32	34	23,32
2	5,66	10,50	12,96	19	17,43	35	23,66
2,25	6	10,75	13,11	19,25	17,55	36	24
2,50	6,32	11	13,26	19,50	17,66	37	24,33
2,75	6,63	11,25	13,41	19,75	17,77	38	24,66
3	6,92	11,50	13,56	20	17,88	39	24,98
3,25	7,21	11,75	13,71	20,25	18	40	25,29
3,50	7,48	12	13,85	20,50	18,11	41	25,61
3,75	7,74	12,25	14	20,75	18,22	42	25,92
4	8	12,50	14,14	21	18,33	43	26,22
4,25	8,24	12,75	14,28	21,25	18,43	44	26,53
4,50	8,48	13	14,42	21,50	18,54	45	26,83
4,75	8,71	13,25	14,56	21,75	18,65	46	27,12
5	8,94	13,50	14,69	22	18,76	47	27,42
5,25	9,16	13,75	14,83	22,25	18,86	48	27,71
5,50	9,38	14	14,96	22,50	18,97	49	28
5,75	9,59	14,25	15,09	22,75	19,07	50	28,28
6	9,79	14,50	15,23	23	19,18	51	28,56
6,25	10	14,75	15,38	23,25	19,28	52	28,84
6,50	10,19	15	15,49	23,50	19,39	53	29,12
6,75	10,39	15,25	15,62	23,75	19,49	54	29,39
7	10,58	15,50	15,74	24	19,59	55	29,66
7,25	10,77	15,75	15,87	24,25	19,69	56	29,93
7,50	10,95	16	16	24,50	19,79	57	30,19
7,75	11,13	16,25	16,12	24,75	19,89	58	30,46
8	11,31	16,50	16,24	25	20	59	30,72
8,25	11,48	16,75	16,37	26	20,39	60	30,98
8,50	11,66	17	16,49	27	20,78		

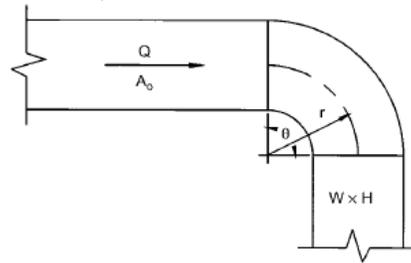
Fuente: Carrier

Por accesorios

CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

		C_p Values										
		H/W										
r/W		0.25	0.50	0.75	1.0	1.50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.50		1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75		0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00		0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50		0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00		0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
		Angle Factor K										
θ		0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K		0.0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

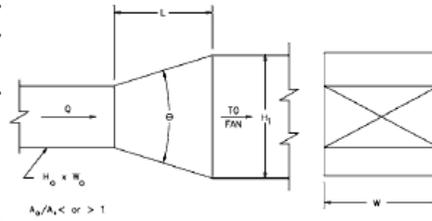
$C_o = KC_p$ where $K =$ angle factor



Fuente: ASHRAE,2009

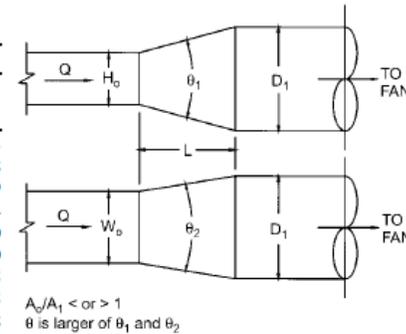
ER4-1 Transition, Rectangular, Two Sides Parallel, Symmetrical, Exhaust/Return Systems

A_0/A_1	C_0 Values												
	θ												
	0	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.063	0.0	0.44	0.27	0.25	0.27	0.36	0.56	0.71	0.86	0.99	0.99	0.98	0.98
0.10	0.0	0.41	0.27	0.23	0.25	0.34	0.53	0.69	0.83	0.94	0.94	0.92	0.91
0.167	0.0	0.34	0.28	0.21	0.23	0.30	0.48	0.65	0.76	0.83	0.83	0.82	0.80
0.25	0.0	0.26	0.29	0.17	0.19	0.25	0.42	0.60	0.68	0.70	0.70	0.68	0.66
0.50	0.0	0.16	0.24	0.14	0.13	0.15	0.24	0.35	0.37	0.38	0.37	0.36	0.35
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.0	0.30	0.38	0.25	0.17	0.17	0.17	0.23	0.29	0.49	0.66	0.81	0.88
4.00	0.0	1.66	1.25	0.77	0.70	0.70	0.70	0.90	1.09	2.84	4.36	5.69	6.57
6.00	0.0	4.05	3.14	1.76	1.58	1.58	1.58	2.12	2.66	6.71	10.11	13.13	15.20
10.00	0.0	12.01	9.39	5.33	5.00	5.00	5.00	6.45	7.93	19.10	28.60	36.79	42.79



ER4-3 Transition, Rectangular to Round, Exhaust/Return Systems

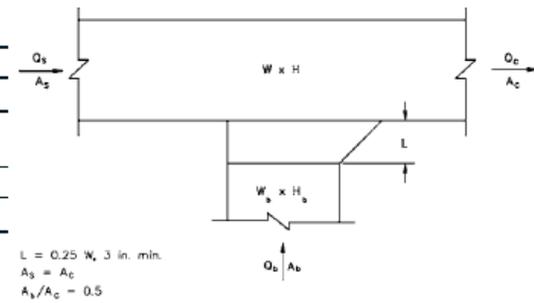
A_0/A_1	C_0 Values												
	θ												
	0	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0.063	0.0	0.17	0.19	0.30	0.46	0.53	0.64	0.77	0.88	0.95	0.95	0.94	0.93
0.10	0.0	0.17	0.19	0.30	0.45	0.53	0.64	0.75	0.84	0.89	0.89	0.89	0.88
0.167	0.0	0.18	0.19	0.30	0.44	0.53	0.63	0.72	0.78	0.79	0.79	0.79	0.79
0.25	0.0	0.16	0.18	0.25	0.36	0.45	0.52	0.58	0.62	0.64	0.64	0.64	0.64
0.50	0.0	0.14	0.14	0.15	0.22	0.25	0.30	0.33	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.0	0.30	0.27	0.26	0.28	0.25	0.19	0.23	0.27	0.52	0.75	0.91	0.95
4.00	0.0	1.60	1.14	0.84	0.85	0.86	0.76	0.90	1.09	2.78	4.30	5.65	6.55
6.00	0.0	3.89	3.04	1.84	1.77	1.78	1.73	2.18	2.67	6.67	10.07	13.09	15.18
10.00	0.0	11.80	9.31	5.40	5.18	5.15	5.05	6.44	7.94	19.06	28.55	36.75	42.75



ER5-3 Tee, 45 Degree Entry Branch, Converging

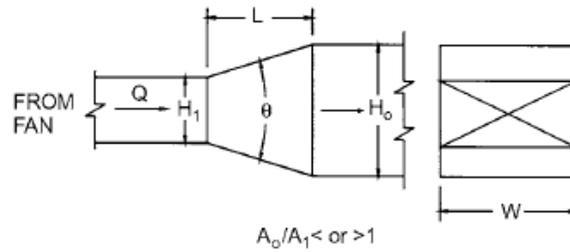
Q_b/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
C_b	-19.38	-3.75	-0.74	0.48	0.66	0.75	0.85	0.77	0.83	0.83

Q_s/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
C_s	22.15	11.91	6.54	3.74	2.23	1.33	0.76	0.38	0.10	0.0



Fuente: ASHRAE,2009

SR4-1 Transition, Rectangular, Two Sides Parallel,
Symmetrical, Supply Air Systems



		C_θ Values												
		θ												
A_0/A_1	θ	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.10	0.0	0.12	0.09	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43	
0.167	0.0	0.11	0.09	0.05	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.19	0.28	0.36	0.42	
0.25	0.0	0.10	0.08	0.05	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.18	0.27	0.36	0.41	
0.50	0.0	0.08	0.09	0.06	0.04	0.04	0.04	0.06	0.07	0.12	0.17	0.20	0.27	
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	
2.00	0.0	0.64	0.96	0.54	0.52	0.62	0.94	1.40	1.48	1.52	1.48	1.44	1.40	
4.00	0.0	4.16	4.64	2.72	3.09	4.00	6.72	9.60	10.88	11.20	11.20	10.88	10.56	
6.00	0.0	12.24	10.08	7.38	8.10	10.80	17.28	23.40	27.36	29.88	29.88	29.34	28.80	
10.00	0.0	40.50	27.20	23.30	25.10	34.00	52.84	69.00	82.50	93.50	93.50	92.40	91.30	
16.00	0.0	112.64	68.35	63.74	67.84	92.93	142.13	182.53	220.16	254.21	254.21	251.90	249.60	

Fuente: ASHRAE,2009

Por filtros

Filter MERV Rating	Application	Initial ΔP in. of water [Pa]
7-8	Prefilters	0.20 to 0.30 [50 to 75]
13 to 14	Final filters	0.40 to 0.50 [100 to 124]
16 (95% for 0.3 μm particles)	HEPA filters	0.50 to 0.60 [124 to 149]
16 (99% for 0.3 μm particles)	HEPA filters	1.00 [249]

Fuente: ASHRAE, 2013

Anexo 11 Especificaciones técnicas para el aislamiento en tuberías

FICHA TÉCNICA				
PRODUCTO:		Tubería Pre Aislada TUPRECO		
FECHA:		may-17		
Revisada por :		Ing. Ricardo Vargas IM 8097		
Versión:		TUPRECO 0114-03		

1. Descripción General del Producto

Tubería aislada con espuma de Poliuretano.

La tubería es de material HIERRO NEGRO *, según la especificación que se adjunta.

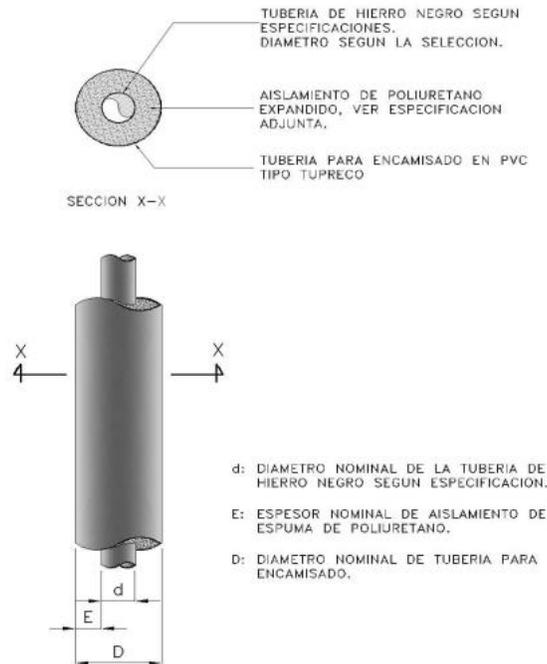


DIAGRAMA ESQUEMATICO TUBERIA TUPRECO
SIN ESCALA

aislamiento:	Espuma de Poliuretano Inyectada en cámara presurizada.		
especificación:	ELASTOPOR MX 1821/101 (V0) / ELASTOPOR P1001U ISOCYANATE		
espesor:	De acuerdo al cálculo de cada proyecto, con las condiciones puntuales		
características	HFC 362/227 ECOLÓGICO		
base de poliuretano	AGENTE ANTIFLAMA INCORPORADO		
comportamiento al fuego			
propiedades típicas	MÉTODO	UNIDAD	VALOR
Densidad Core Empacada:	ASTM D 1622	kg/m3	> 36
Conductividad Térmica:	ASTM C 518	BTU-in/ F-hr-ft2	= o < 0.16
Resistencia a la compresión 10%:	ASTM D 1621	kg/cm2	= o > 1.0
Estabilidad dimensional @ -29° C/48 hrs	ASTM D 2126	%	= o > 1.0

Fuente: TUPRECO

Anexo 12 Rango para el control de ruidos en el sistema de acondicionamiento de aire

Tipo de área	Rango de niveles sonoros A, decibeles	Rango de curvas de criterio NC
RESIDENCIAS		
viviendas privadas (rurales y suburbanas)	25-35	20-30
viviendas privadas (urbanas)	30-40	25-35
Edificios de departamentos, unidades de 2 y 3 familias	35-45	30-40
HOTELES		
Habitaciones individuales o suites	35-45	30-40
Salones de baile o para banquetes	35-45	30-40
Vestibulos y corredores, recibidores	40-50	35-45
Cocheras	45-55	40-50
Cocinas y lavanderías	45-55	40-50
HOSPITALES Y CLÍNICAS		
Cuartos privados	30-40	25-35
Quirófanos, antesalas	35-45	30-40
Laboratorios, vestibulos y corredores		
Recibidores y salas de espera	40-50	35-45
Cuartos de lavado y sanitarios	45-55	40-50

Fuente: Pita, 2004

Anexo 13 Tipo y aplicación para ventiladores de manejadoras de aire marca Carrier

TYPE	CHARACTERISTICS	APPLICATION
Forward-Curved (FC) Side View 	<ul style="list-style-type: none"> • Double-width, double-inlet (DWDI) construction. • Best at low or medium pressure (approximately 0 to 5 in. wg). • Horsepower increases continuously with increase in air quantity (overloads) as static pressure decreases. • Less expensive than AF fans. • Runs at relatively low speed, typically 400 to 1200 rpm. • Blades curve toward direction of rotation. 	For low to medium pressure air-handling applications.
Airfoil (AF) Side View 	<ul style="list-style-type: none"> • Double-width, double-inlet (DWDI) construction. • Best in high capacity and high-pressure applications (4 to 8 in. wg). • Horsepower peaks at high capacities. • Most expensive of centrifugal fans. • Operates at high speeds, typically 1200 to 2800 rpm. About double the speed of FC fan for similar air quantity. • Blades have aerodynamic shape similar to airplane wing and are curved away from direction of rotation. 	For medium to high air capacity and pressure applications.
Plenum (PAF) End View 	<ul style="list-style-type: none"> • Single-width, single-inlet (SWSI) construction. • Characteristics similar to DWDI airfoil fan. • Blades have aerodynamic shape similar to airplane wing and are curved away from direction of rotation. Fewer blades and wider blade spacing than AF fans. 	Best in applications with limited space or multiple ducts.

Fuente: Carrier

Anexo 14 Características de la unidad enfriadora de agua seleccionada



30RB with Greenspeed® Intelligence



Unit Information

Tag Name:.....RB
 Model Number:.....30RB080
 Quantity:.....1
 Manufacturing Source:.....Charlotte, NC USA
 ASHRAE 90.1:.....2013/2016, 2010, 2007
 Refrigerant:.....R-410A
 Independent Refrigerant Circuits:.....2
 Shipping Weight:.....4335 lb
 Operating Weight:.....4600 lb
 Refrigerant Weight (Circuit A):.....69 lb
 Refrigerant Weight (Circuit B):.....69 lb
 Unit Length:.....95 in
 Unit Width:.....89 in
 Unit Height:.....90 in

Evaporator Information

Fluid Type:.....Fresh Water
 Fouling Factor:.....0.000100 (hr-sqft-F)/BTU
 Leaving Temperature:.....44.00 °F
 Entering Temperature:.....54.00 °F
 Fluid Flow:.....181.7 gpm
 Pressure Drop:.....7.00 ft H2O

Condenser Information

Altitude:.....0.000 ft
 Number of Fans:.....4
 Total Condenser Fan Air Flow:.....49,600 CFM
 Entering Air Temperature:.....95.0 °F

Integrated Pump Information

No Pump Selected

Performance Information

Cooling Capacity:.....76.02 Tons
 Total Compressor Power:.....83.12 kW
 Total Fan Motor Power:.....10.32 kW
 Total Unit Power (without pump):.....93.44 kW
 Efficiency (without pump) (EER):.....9.763 BTU/WWh
 IPLV:IP:.....15.80 BTU/WWh

Tag Name:.....RB
 Model Number:.....30RB080
 Condenser Type:.....Air Cooled
 Compressor Type:.....Scroll
 Chiller Nameplate Voltage:.....460-3-60 V-Ph-Hz
 Quantity:.....1
 Manufacturing Source:.....Charlotte, NC USA
 Refrigerant:.....R-410A
 Shipping Weight:.....4335 lb
 Operating Weight:.....4600 lb
 Refrigerant Weight (Circuit A):.....69 lb
 Refrigerant Weight (Circuit B):.....69 lb
 Unit Length:.....95 in
 Unit Width:.....89 in
 Unit Height:.....90 in

Accessories and Installed Options

Freeze Protection
 Non-Fused Disconnect
 Al Fin/Cu Tube
 Low Sound Option

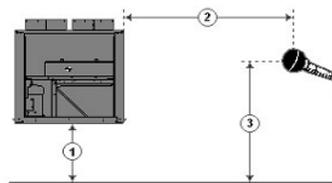
Accessories and Installed Options

Freeze Protection
 Non-Fused Disconnect
 Al Fin/Cu Tube
 Low Sound Option
 Single Point
 No Coil Trim Panels
 Greenspeed Intelligence: High-Efficiency Variable Condenser Fans

Electrical Information

Unit Voltage:.....460-3-60 V-Ph-Hz
 Connection Type:.....Single Point
 Minimum Voltage:.....414 Volts
 Maximum Voltage:.....506 Volts

	Electrical Circuit 1	Electrical Circuit 2
Amps	160.6	---
MCA	175.0	---
MOCP	175.0	---
ICF	334.7	---
Rec Fuse Size	175.0	---



1 - Chiller Height Above Ground
 2 - Horizontal Distance From Chiller to Receiver
 3 - Receiver Height Above Ground
 (See Note 3)

Single Point
 No Coil Trim Panels
 Greenspeed Intelligence: High-Efficiency Variable Condenser Fans

Fuente: Carrier

Anexo 16 Datos técnicos del tanque de expansión

Series D Diaphragm Tanks

DESCRIPTION

Series D expansion tanks are ASME rated pre-charged diaphragm-type pressure vessels. The Series D tank is designed to absorb the expansion forces of heating/cooling system water while maintaining proper system pressurization under varying operating conditions. The heavy duty diaphragm separates system water from the tank air charge thereby eliminating waterlogging problems.

OPERATING DATA

Maximum working pressure 125 PSI (862kPa)
 Maximum operating temperature 240°F (115°C)

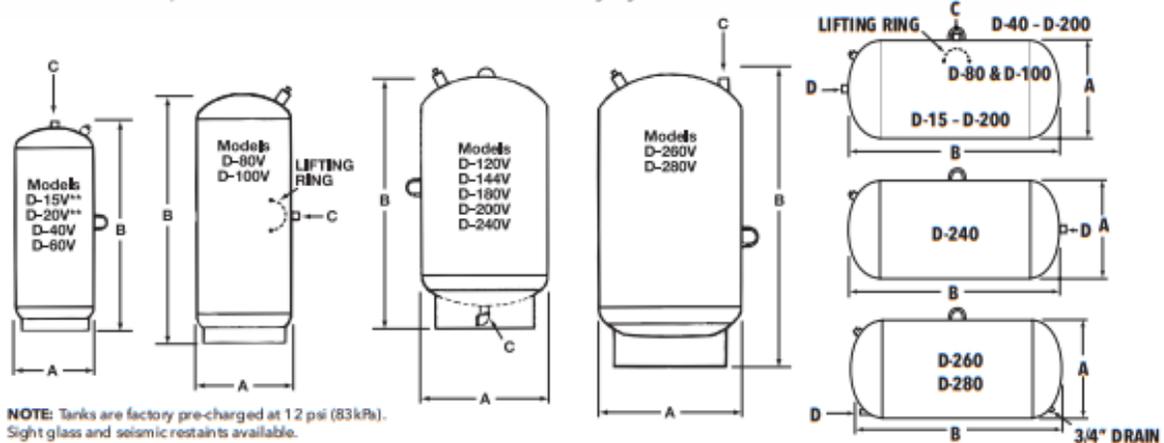
MATERIALS OF CONSTRUCTION

Shell: Carbon Steel
 Diaphragm: Heavy Duty Butyl Rubber
 System Connection: Forged Steel
 Designed and Constructed per ASME Section VIII, Division 1

Dimensions: Gallons (Ltrs.), Inches (mm), Weights: LBS (KG)

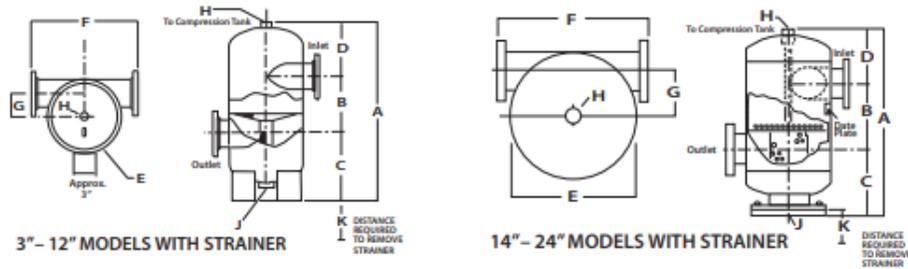
PART NUMBER	MODEL NUMBER	TANK VOLUME	ACCEPTANCE VOLUME	A	B	C	D	APPROX. SHPG. WT.	APPROX. WT. 100% FULL*
116500	D-15**	8.0 (30)	2.4 (9)	12 (305)	19 1/4 (488)	N/A	1/2 NPTM	37 (17)	102 (46)
116501	D-20**	10.9 (41)			26 1/4 (667)			46 (21)	137 (62)
116502	D-40	21.7 (82)	11.3 (43)	16 1/4 (412)	29 (737)	1/2 NPTM	N/A	82 (37)	263 (119)
116503	D-60	33.6 (127)			42 1/4 (1073)			103 (47)	363 (174)
116504	D-80	44.4 (168)	22.6 (85)	16 1/4 (412)	56 1/2 (1445)	1/2 NPTM	N/A	145 (66)	516 (234)
116505	D-100	55.7 (212)			69 (1753)			167 (76)	632 (287)
116506	D-120	68 (257)	34 (129)	24 (610)	39 7/8 (1013)	N/A	1 NPTM	210 (95)	778 (353)
116507	D-144	77 (291)			44 1/2 (1137)			240 (109)	863 (401)
116508	D-180	90 (341)	46 (174)	30 (762)	52 1/2 (1324)	N/A	1 NPTM	242 (110)	963 (430)
116509	D-200	110 (416)			62 1/2 (1591)			275 (125)	1193 (541)
116510	D-240	132 (500)	56 (212)	30 (762)	49 1/2 (1260)	1 1/4 NPTM	N/A	398 (181)	1500 (680)
116778	D-260	159 (600)			58 (1473)			550 (250)	1869 (850)
116779	D-280	211 (800)	84 (318)	75 1/2 (1924)	700 (318)	2461 (1119)			
116491	D-15V**	8.0 (30)	2.4 (9)	12 (305)	19 1/4 (305)	1/2 NPTM	N/A	43 (20)	110 (50)
116492	D-20V**	10.9 (41)			26 1/4 (673)			45 (21)	136 (62)
116493	D-40V	21.7 (82)	11.3 (43)	16 1/4 (412)	29 1/2 (749)	1/2 NPTM	N/A	90 (41)	271 (123)
116525	D-60V	33.6 (127)			45 1/2 (1149)			110 (50)	360 (177)
116526	D-80V	44.4 (168)	22.6 (85)	16 1/4 (412)	56 (1442)	1/2 NPTM	N/A	146 (66)	517 (234)
116527	D-100V	55.7 (212)			69 (1753)			167 (76)	632 (287)
116528	D-120V	68 (257)	34 (129)	24 (610)	43 7/8 (1114)	1 NPTF	N/A	224 (102)	791 (359)
116529	D-144V	77 (291)			49 1/2 (1238)			244 (111)	867 (402)
116530	D-180V	90 (341)	46 (174)	30 (762)	56 1/2 (1426)	1 1/4 NPTM	N/A	206 (121)	977 (443)
116531	D-200V	110 (416)			62 1/2 (1591)			236 (134)	1214 (551)
116532	D-240V	132 (500)	56 (212)	30 (762)	53 1/2 (1357)	1 1/4 NPTM	N/A	427 (194)	1529 (693)
116780	D-260V	159 (600)			60 1/2 (1537)			476 (216)	1803 (818)
116781	D-280V	211 (800)	84 (318)	78 1/2 (1988)	745 (338)	2506 (1137)			

Dimensions subject to change. Not to be used for construction purposes. *Approximate weight 100% full occurs if bag fails or if air charge is lost. Refer to submittals for optional seismic restraints. **No lifting ring.



Fuente: Bell & Gossett, 2019

Anexo 17 Datos técnicos del tanque separador de aire



Dimensions in Inches (mm)

Model Number	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K
R-3F	26-7/8 (683)	8 (203)	10-13/16 (275)	8-1/16 (205)	10-3/4 (273)	22-3/4 (578)	3-5/8 (92)	1-1/4 (32)	3 (76)	12 (305)
R-4F	31-7/16 (799)	10 (254)	11-15/16 (303)	9-1/2 (241)	12-3/4 (324)	20-1/2 (521)	4-1/8 (105)	1-1/2 (38)	3 (76)	14 (356)
R-5F	37 (940)	12 (305)	14-1/16 (357)	10-15/16 (278)	16 (406)	23-3/4 (603)	5-1/4 (133)	1-1/2 (38)	3 (76)	16 (406)
R-6F	44-1/16 (1119)	14 (356)	16-13/16 (427)	13-1/4 (337)	18 (457)	25-3/4 (654)	5-11/16 (144)	1-1/2 (38)	3 (76)	19 (483)
R-8F	54 (1372)	18 (457)	19-7/16 (494)	16-9/16 (421)	24 (610)	31-3/4 (806)	7-11/16 (195)	2 (51)	3 (76)	23 (584)
R-10F	64-11/16 (1643)	22 (559)	22-5/8 (575)	20-1/16 (510)	30 (762)	37-3/4 (959)	9-5/8 (244)	2 (51)	3 (76)	28 (711)
R-12F	75-3/8 (1915)	27 (686)	25-3/4 (654)	22-5/8 (575)	36 (914)	46-3/4 (1187)	11-5/8 (295)	2 (51)	3 (76)	31 (787)
R-14F	89-7/8 (2283)	31-1/2 (800)	32-1/2 (826)	25-7/8 (657)	42 (1067)	54-1/2 (1384)	14 (356)	2 (51)	2 (51)	37 (940)
R-16F	102-3/4 (2610)	36 (914)	36-1/2 (927)	30-1/4 (768)	48 (1219)	62-1/2 (1588)	16 (406)	2 (51)	2 (51)	42 (1067)
R-18F	125-7/8 (3197)	40-1/2 (1029)	47-5/8 (1210)	37-3/4 (959)	54 (1372)	70-1/4 (1784)	18 (457)	2 (51)	2 (51)	52 (1321)
R-20F	135-7/8 (3451)	45 (1143)	49-1/8 (1248)	41-3/4 (1060)	60 (1524)	78 (1981)	20 (508)	2 (51)	2 (51)	56 (1422)
R-22F	148-1/8 (3762)	49-5/8 (1260)	52-3/4 (1340)	45-3/4 (1162)	66 (1676)	85-7/8 (2181)	22 (559)	2 (51)	2 (51)	60 (1524)
R-24F	159-3/8 (4048)	54 (1372)	56-1/8 (1426)	49-1/4 (1251)	72 (1829)	93-1/2 (2375)	24 (610)	2 (51)	2 (51)	64 (1626)

Please Note: Rolairtrols are also available in 2" and 2-1/2" sizes, w/ grooved connections, w/ optional support brackets, and w/o strainers. Cv values for units w/o strainers can be approximated by multiplying the above Cv values by a factor of 1.4 for units 3" - 12" and a factor of 2.7 for units 14" - 24". Please see official Bell & Gossett submittals for more specific information on these products.

Fuente: Bell & Gossett, 2019

Anexo 18 Datos técnicos de la válvula de alivio



SUBMITTAL

A-434D

JOB:		REPRESENTATIVE:	
UNIT TAG:	ORDER NO.	DATE:	
ENGINEER:	SUBMITTED BY:	DATE:	
CONTRACTOR:	APPROVED BY:	DATE:	

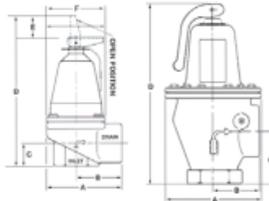


Safety Relief Valves ASME
Valves and Fittings

Patent No. 3,294,114

DESCRIPTION

B&G diaphragm operated cast iron and diaphragm-assist operated bronze ASME Safety Relief Valves are designed to protect fired and unfired hot water pressure vessels against over-pressure conditions. These valves feature a unique failsafe disc with sufficient area to permit the valves to maintain their safety relief function in the event of a diaphragm rupture. These valves are designed, manufactured, tested and labeled in accordance with the requirements of Section IV of the ASME Boiler and Pressure Vessel code. They are offered in a wide range of capacities to permit a close match with the boiler output rating.



OPERATING DATA

MODEL	MAXIMUM WORKING PRESSURE	MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE
790	125 PSIG (8.6 bar)	250°F (121°C)
1170		
3301	50 PSIG (3.4 bar)	250°F (121°C)
4100		

CONSTRUCTION

790 & 1170	3301 & 4100
Body: Brass	Body: Cast Iron
Diaphragm & Seat: EPDM	Diaphragm & Seat: EPDM
Internal Wetted Parts: Brass	Internal Wetted Parts: Brass

DIMENSIONS & WEIGHTS

MODEL NUMBER*	BODY	DIMENSIONS - INCHES (mm)								APPROXIMATE SHIPPING WEIGHT LBS. (kg)
		NPT CONNECTIONS		A	B	C	D	E	F	
		INLET	OUTLET							
790	BRONZE	3/4	3/4	2-9/16 (65.1)	1-1/2 (38.1)	3/4 (19.1)	4-9/16 (115.9)	1-1/32 (26.2)	2-3/16 (55.6)	1.2 (0.5)
1170	BRONZE	1	1	2-7/8 (73.0)	1-3/4 (44.5)	7/8 (22.2)	4-15/16 (125.4)	1-1/32 (26.2)	2-7/16 (61.9)	1.5 (0.7)
3301	IRON	1-1/2	2	6 (152.4)	2-7/8 (73.0)	3-1/4 (82.6)	11 (279.4)	N/A	N/A	17 (7.7)
4100	IRON	2	2	6 (152.4)	2-7/8 (73.0)	3-1/4 (82.6)	11 (279.4)	N/A	N/A	17 (7.7)

*Actual unit model numbers include individual valve pressure settings as a suffix to the basic valve model number noted. Do Not Use For Construction. Dimensions are approximate and subject to change. Contact factory for certified dimensions.

TYPICAL SPECIFICATIONS

Furnish and install as shown on plans a diaphragm operated Safety Relief Valve, ASME labeled for relieving pressure of psig _____ with a rating of _____ BTU/Hr. The fluid should not discharge into the spring chamber. The valve should have a low blow-down differential.

The valve seat and all moving parts exposed to the fluid are to be of non-ferrous material.

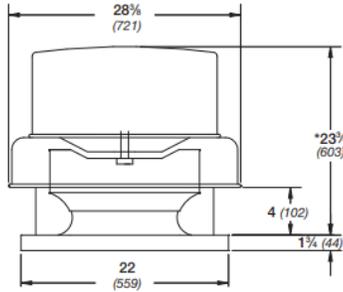
Manufacturer Xylem Bell & Gossett Model No. _____ ASME Safety Relief Valve set at _____ psig, rated at _____ BTU/Hr.



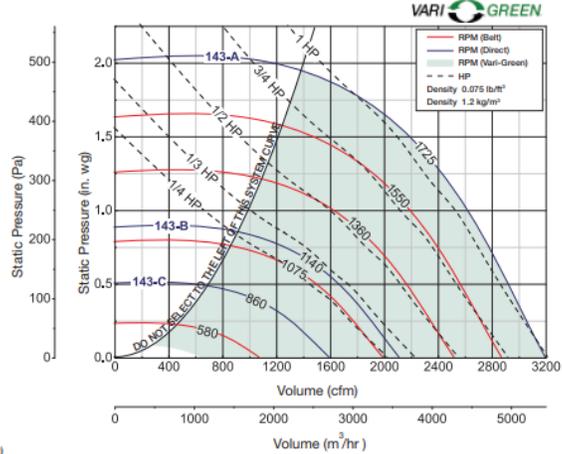
Fuente: Bell & Gossett, 2019

Anexo 19 Datos técnicos de los equipos de extracción seleccionados

**Roof Downblast - Exhaust
Belt & Direct Drive
GB-141 • G-143**



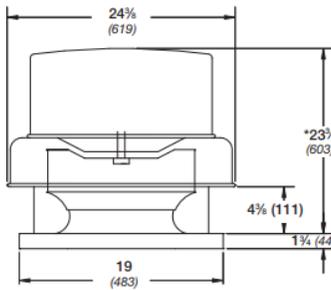
Damper Size = 16 x 16 (406 x 406)
 Roof Opening = 18 1/2 x 18 1/2 (470 x 470)
 Shroud Thickness = 0.051 (1.3)
 Motor Cover Thickness = 0.040 (1.0)
 Curb Cap Thickness = 0.064 (1.6)
 ^Approximate Unit Weight G/GB = 77/86 lbs. (35/39 kg)
 All dimensions in inches (millimeters). *May be greater depending on motor. ^Weight shown is largest cataloged Open Drip-Proof motor.



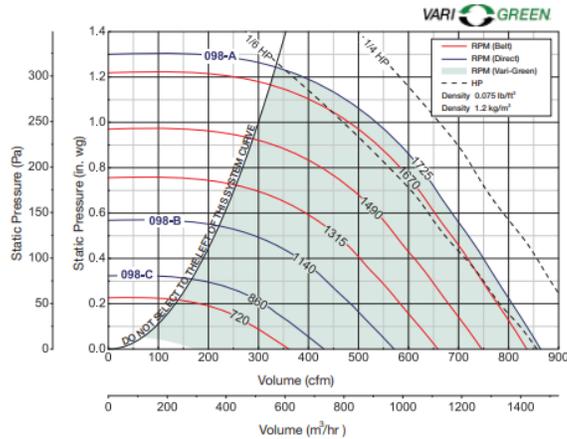
Direct Drive RPM			
C-860 RPM	B-1140 RPM	A-1725 RPM	VG-1725 RPM

Fuente: Greenheck, 2013

**Roof Downblast Exhaust
Belt & Direct Drive
GB-081 • G-098**



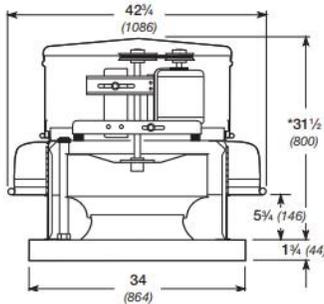
Damper Size = 12 x 12 (305 x 305)
 Roof Opening = 14 1/2 x 14 1/2 (368 x 368)
 Shroud Thickness = 0.051 (1.3)
 Motor Cover Thickness = 0.040 (1.0)
 Curb Cap Thickness = 0.064 (1.6)
 ^Approximate Unit Weight G/GB = 54/60 lbs. (24/27 kg)
 All dimensions in inches (millimeters). *May be greater depending on motor. ^Weight shown is largest cataloged Open Drip-Proof motor.



Direct Drive RPM			
C-860 RPM	B-1140 RPM	A-1725 RPM	VG-1725 RPM

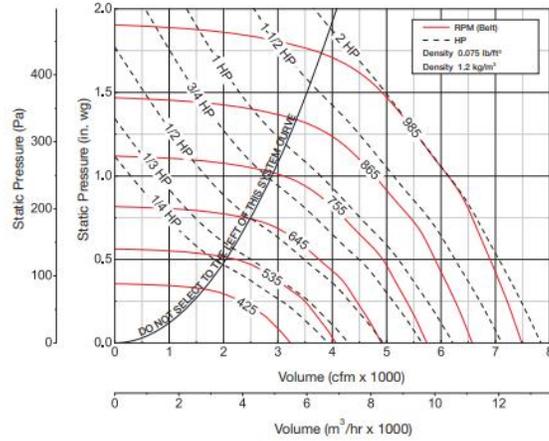
Fuente: Greenheck, 2013

Roof Downblast - Exhaust Belt Drive GB-220



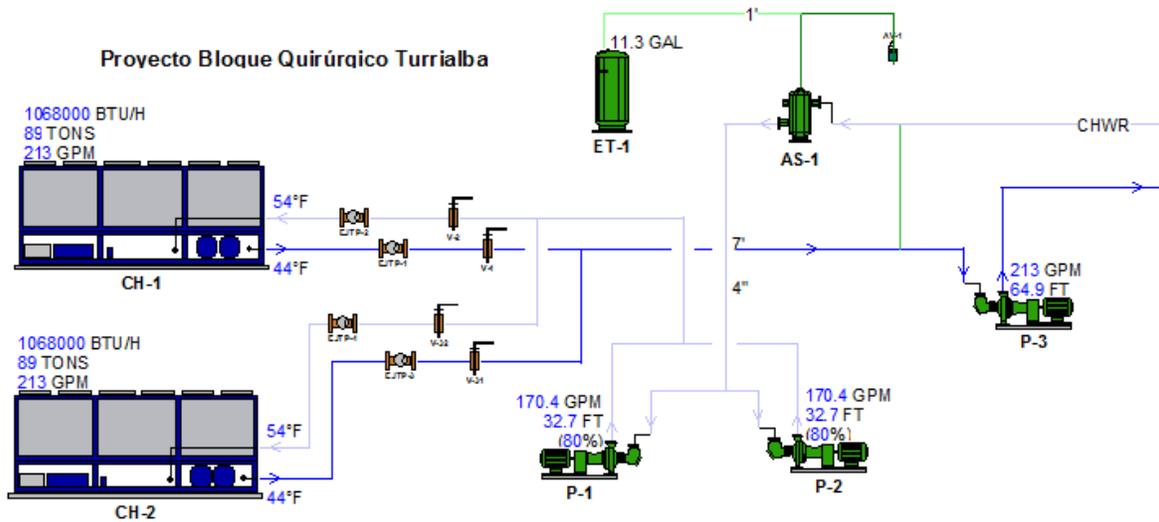
Damper Size = 24 x 24 (610 x 610)
 Roof Opening = 26 1/2 x 26 1/2 (673 x 673)
 Shroud Thickness = 0.064 (1.6)
 Motor Cover Thickness = 0.040 (1.0)
 Curb Cap Thickness = 0.064 (1.6)
 ^Approximate Unit Weight = 164 lbs. (74 kg)

All dimensions in inches (millimeters). *May be greater depending on motor. ^Weight shown is largest cataloged Open Drip-Proof motor.



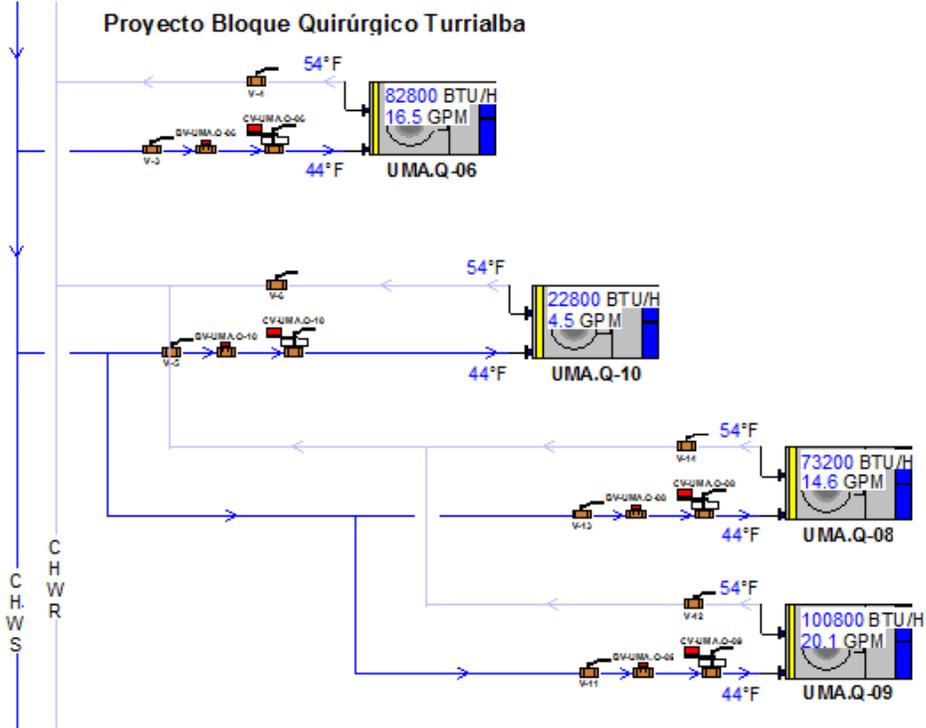
Fuente: Greenheck, 2013

Anexo 20 Diagrama del sistema de agua helada para casa de máquinas



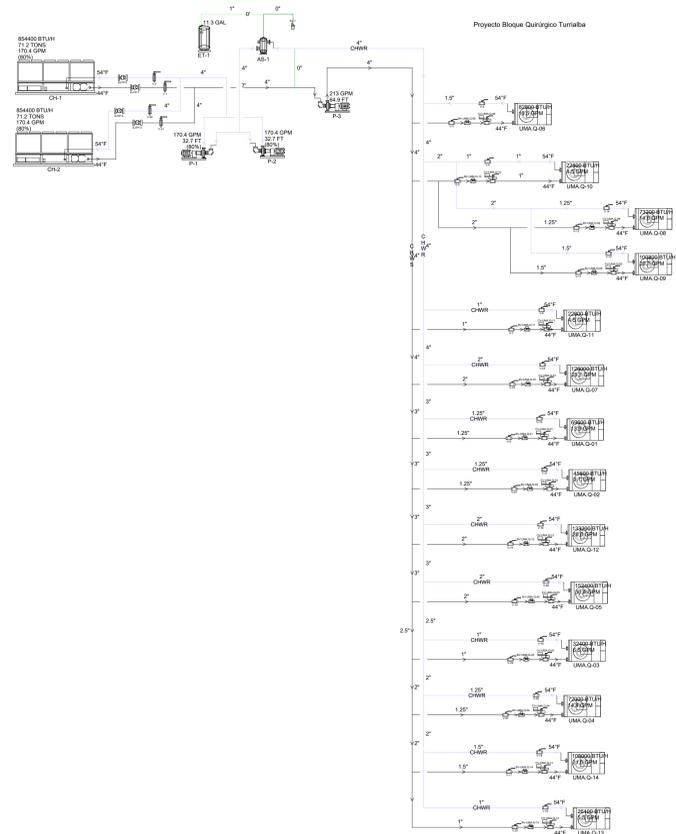
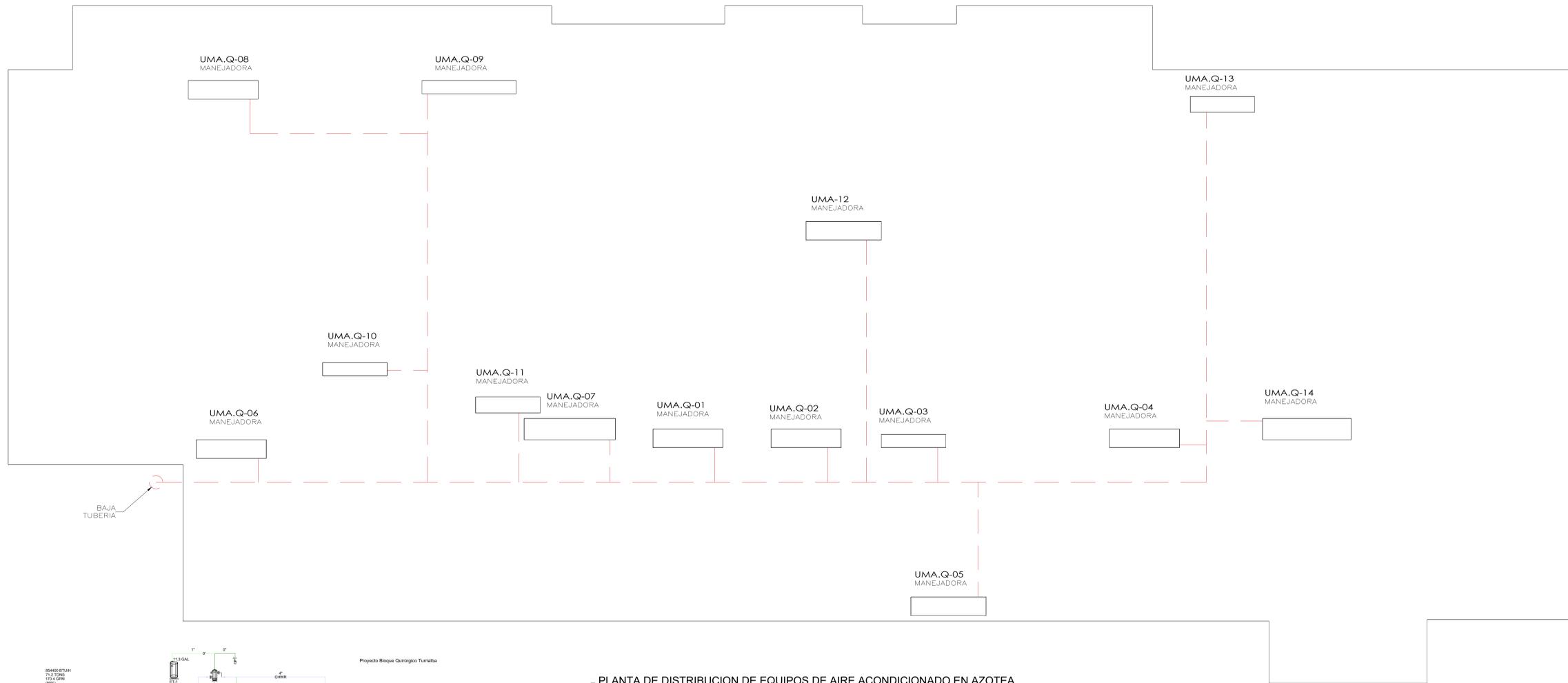
Fuente: Taco Hydronic Solutions

Anexo 21 Distribución del sistema de agua helada a las unidades manejadoras de aire



Fuente: Taco Hydronic Solutions

PLANO DE PROPUESTA



① PLANTA DE DISTRIBUCION DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO EN AZOTEA
Escala 1:125

PROYECTO:
DISTRIBUCION DE AIRE ACONDICIONADO

PROPIETARIO:
HOSPITAL DE TURRIALBA

CONTACTO:
NOMBRE:
TELEFONO: FAX:

PREPARO:
NOMBRE: BRUNO SARDI
FIRMA: N°: I.M.:

APROBO:
NOMBRE: ING. WHALLEM H.
FIRMA: N°: I.M.:23686

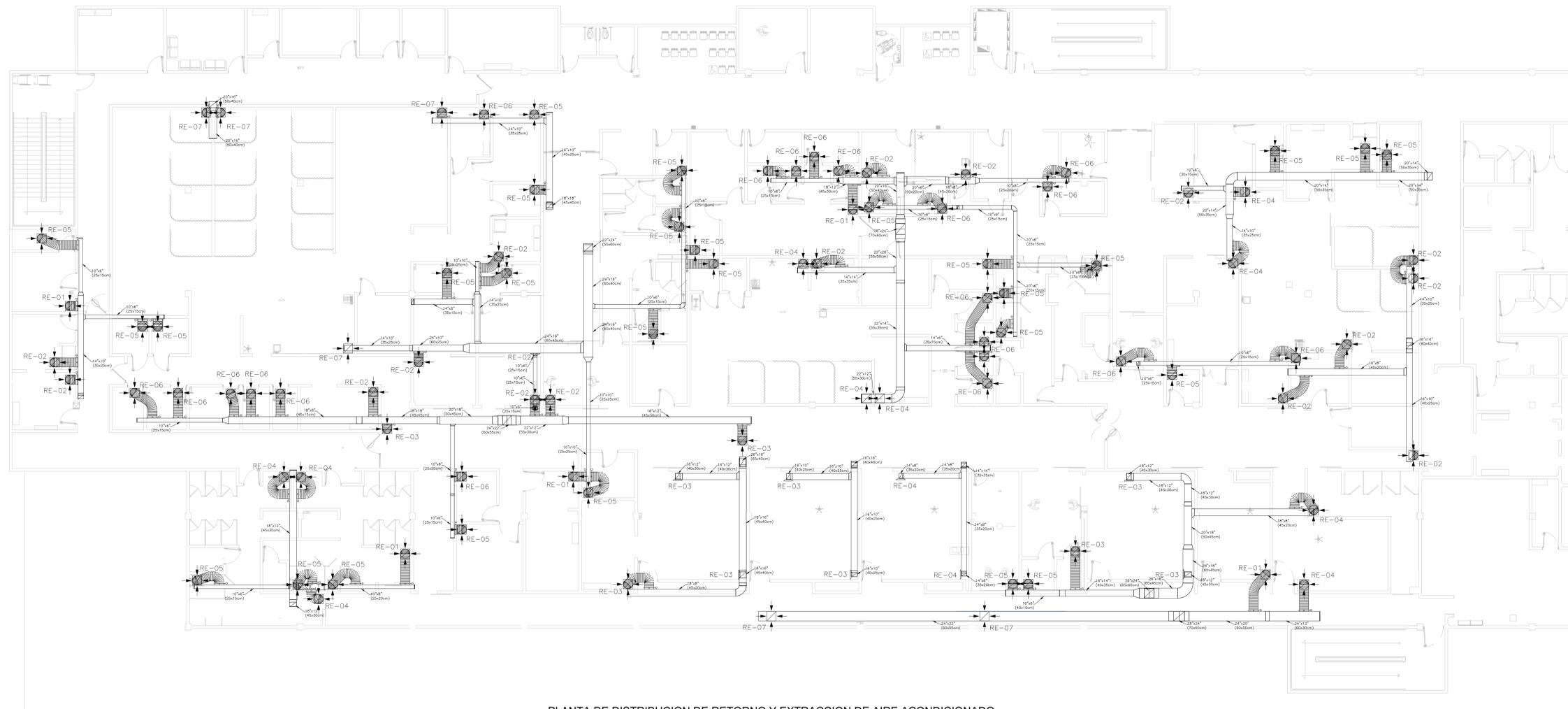
DIBUJO:
ECM / Clima Ideal

CONTENIDO:
PLANTA DE DISTRIBUCION DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO EN AZOTEA

FECHA: MAYO / 2019 ESCALA: IND VERSION: P.1

ESTE PLANO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE CLIMA IDEAL S.A. POR LO TANTO QUEDA PROHIBIDA SU REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL ASI COMO EFECTUAR CAMBIOS SIN PREVIA AUTORIZACION POR ESCRITO. LAMINA: 3 / 3

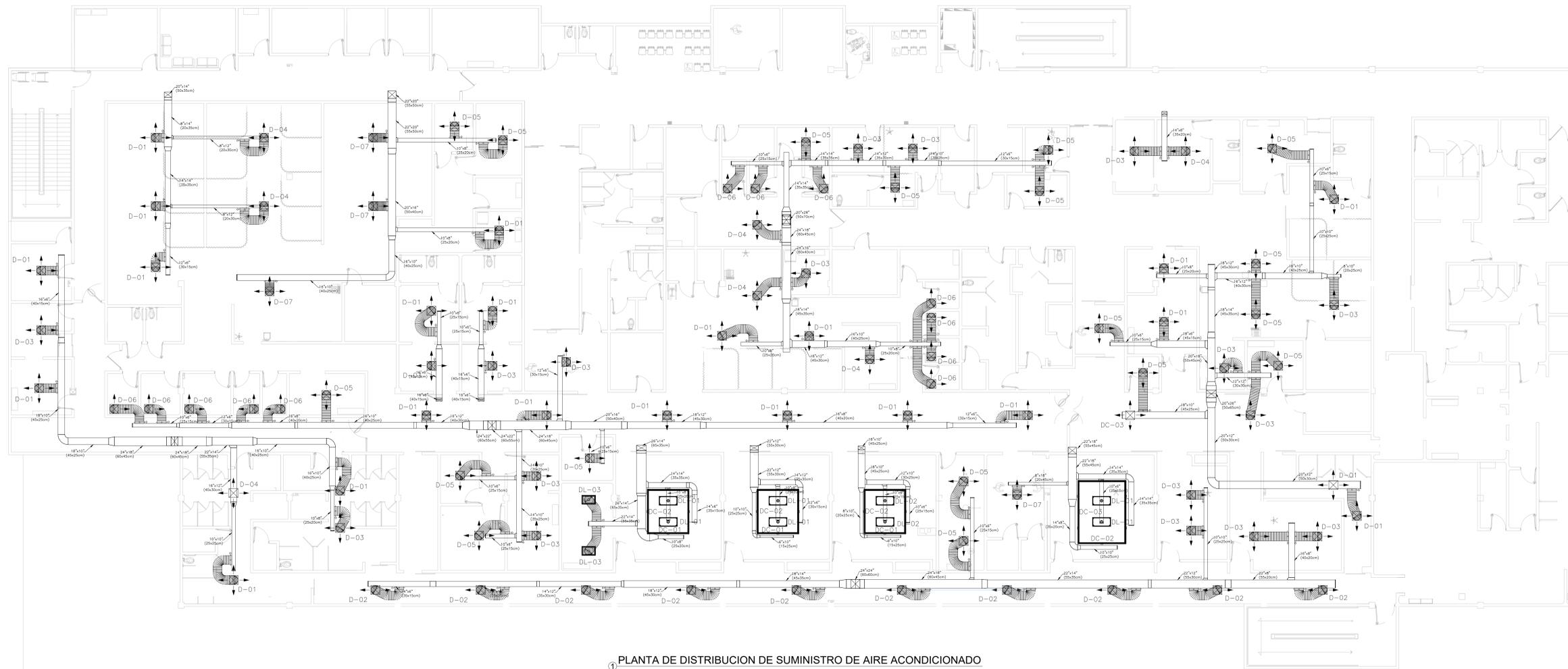
PLANO DE PROPUESTA



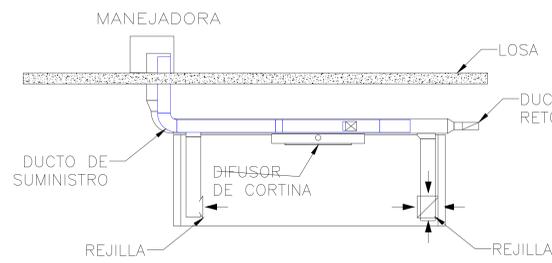
① PLANTA DE DISTRIBUCION DE RETORNO Y EXTRACCION DE AIRE ACONDICIONADO
Escala 1:125

UNIDAD	DIMENSIONES (IN)	REFERENCIA	NC (MÁX)	Flexibles
R-01	12X12	PRICE/730H	25	12"
R-02	10X10	PRICE/730H	25	10"
R-03	16X16	PRICE/730H	24	16"
R-04	14X14	PRICE/730H	25	14"
R-05	8X8	PRICE/730H	27	8"
R-06	6X6	PRICE/730H	27	6"
R-07	20X18	PRICE/730H	26	16"

PLANO DE PROPUESTA



1 PLANTA DE DISTRIBUCION DE SUMINISTRO DE AIRE ACONDICIONADO
Escala 1:125



2 DETALLE DE CUARTO DE CIRUGIA

UNIDAD	DIMENSIONES (IN)	REFERENCIA	NC (MÁX)	Flexibles
D-01	16X16	PRICE/LCMD4A	38	10
D-02	16X16	PRICE/LCMD2S	31	10
D-03	14X14	PRICE/LCMD4A	36	8
D-04	18X18	PRICE/LCMD4A	34	12
D-05	12X12	PRICE/LCMD4A	36	6
D-06	12X12	PRICE/LCMD2G	31	6
D-07	22X22	PRICE/LCMD4A	23	16
DC-01	102	PRICE/LCMD4A	23	
DC-02	120	PRICE/LCMD4A	23	
DC-03	168	PRICE/LCMD4A	23	
DL-01	24X48	PRICE/LCMD4A	23	
DL-02	24X42	PRICE/LCMD4A	23	
DL-03	24X36	PRICE/LCMD4A	23	10

3 TABLA DE DIFUSORES

PROYECTO:
DISTRIBUCION DE AIRE ACONDICIONADO

PROPIETARIO:
HOSPITAL DE TURRIALBA

CONTACTO:
NOMBRE:
TELÉFONO: FAX:
PREPARO:
NOMBRE: BRUNO SARDI
FIRMA: N.º I.M.:
APROBO:
NOMBRE: ING. WHALLEM H.
FIRMA: N.º I.M.: 23686
DIBUJO: ECM / Clima Ideal

CONTENIDO:
DISTRIBUCION DE SUMINISTRO DE AIRE ACONDICIONADO

FECHA: MAYO / 2019 ESCALA: IND VERSION: P.1

ESTE PLANO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE CLIMA IDEAL S.A. POR LO TANTO QUEDA PROHIBIDA SU REPRODUCCION TOTAL O PARCIAL, ASÍ COMO EFECTUAR CAMBIOS SIN PREVIA AUTORIZACION POR ESCRITO. LAMINA: 1 / 3