

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**“Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire y extracción mecánica
para la sucursal del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas”**

PROYECTO DE GRADUACIÓN PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO EN
MANTENIMIENTO INDUSTRIAL CON EL GRADO ACADÉMICO DE LICENCIATURA

REALIZADO POR:

Roberto Mejías Murillo

COORDINADOR DE PRÁCTICA:

Ing. Greivin Barahona Guzmán

I SEMESTRE 2019



Carrera evaluada y acreditada por: Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 5-Junio-2019

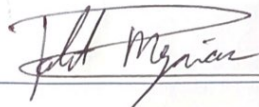
Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Roberto Mejías Murillo

carné No. 2014039231, 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- Junio-2019 _____, con el título Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire y ventilación mecánica para el Instituto Nacional de Seguros en Jacó, _____
Puntarenas _____

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:

rmejias41402@gmail.com

Cédula No.:

1-1632-0933

Dedicatoria

A Dios.

A mi madre Roxana, por mostrarme el amor más puro y sincero que alguien me haya podido dar. Estoy convencido que en esta vida no veré mayor entrega y amor hacia los hijos que el que ella ha mostrado.

A mi hermana Tati, por ser ese apoyo incondicional y nunca dejar que me rindiera. Por esos consejos y abrazos que nunca faltaron en los momentos que creía que todo estaba perdido. Por escucharme y hacerme reír siempre de una u otra forma, hasta convencerme de que las situaciones mejoran.

A mi hermana Tannia, por mostrarme el apoyo en las peores situaciones en las que me he encontrado. Por cumplir su papel de hermana mayor y afrontar de mi lado los problemas cuando lo necesité.

A mi padre Roberto, por su forma particular de mostrar amor, por enseñarme a ser valiente, a solucionar problemas y siempre pensar más allá del contexto. Por crear esa pasión por la electromecánica que siempre hemos compartido.

A mis amigos Pedro y Jean Carlo, por tantas historias que hemos compartido, risas y gratas experiencias inolvidables. Por una amistad que siempre ha estado presente a través de los años. Puedo afirmar que ustedes son mis amigos.

A Lidia, por tanto en esta etapa de mi vida. Su apoyo ha sido incondicional en este tiempo. Han sido incontables historias que hemos compartido; por tanta paciencia y cariño, pero principalmente por ser una gran compañía.

Agradecimiento

A Dios, por darme la fortaleza y haberme puesto personas en mi vida irremplazables.

A mi madre Roxana, por enseñarme lo que es trabajar y ser valiente; por años de entrega y demostrar que, con una pequeña soda, pudo formar tres excelentes ciudadanos.

A mi familia, sin ustedes no hubiese logrado llegar hasta acá. Por creer en mí hasta alcanzar el sueño de ser ingeniero.

A mis amigos del TEC, Sebastián Navarro, Christopher Solís, Olger Cascante y Valeria Richmond. Por tantas historias compartidas y por dejarme una amistad inolvidable. Ustedes son pieza fundamental en estos años de universidad.

A los profesores del Tecnológico de Costa Rica, Alberto Garro, Luis Gómez, Carlos Otárola e Ignacio Del Valle, por mostrarme la parte más humana y ser consejeros más allá de un salón de clase. Por entender que la educación es más que una nota al final del curso.

Al personal de Climatisa, Gilberto Alfaro, Rogelio González, Julio Montoya y Javier González, por la paciencia que siempre mostraron para enseñarme día a día durante la práctica profesional. A Genoveva Ramírez, por los consejos y creer en mis capacidades.

A todos aquellos que, de una u otra forma, mostraron su apoyo y cariño para poder obtener este logro.

Contenido

1. Resumen.....	13
2. Introducción	15
3. Descripción del proyecto	16
3.1 Problema por resolver.....	17
3.2 Objetivos.....	18
3.2.1 Objetivo general.....	18
3.2.2 Objetivos específicos	18
Justificación	19
3.4 Viabilidad.....	20
3.5 Alcance.....	21
3.6 Limitaciones del proyecto.....	22
3.7 Metodología	23
4. Marco teórico	25
4.1 El acondicionamiento de aire.....	25
4.2 Confort	25
4.3 Propiedades del aire	28
4.4 Procesos de acondicionamiento de aire	29
4.5 Carta psicrométrica	30
4.6 Cálculo de carga térmica.....	32

4.6.1 Ganancia de calor en recintos	33
4.6.2 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor a los alrededores	37
4.6.3 Carga de enfriamiento.....	38
4.6.4 Carga de refrigeración.....	38
4.7 Ventilación	40
4.8 Métodos de diseño.....	41
4.8.1 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire.....	41
4.8.2 Método BTU por pie cuadrado	43
4.8.3 Hourly Analysis Program (HAP).....	44
4.9 Componentes de un sistema de aire acondicionado.....	44
4.9.1 Ciclo por compresión de vapor	45
4.9.2 Sistema de ductos.....	46
4.9.3 Tuberías de refrigeración	49
4.9.4 Refrigerante.....	50
4.9.5 Compresor.....	51
4.10 Sistemas de agua helada.....	51
4.10.1 Sistemas con condensador enfriado por aire.....	52
4.10.2 Condensador enfriado por agua	53
4.10.3 Torres de enfriamiento.....	53
4.11 Sistemas de volumen variable.....	54

4.11.1	Elección del sistema adecuado.....	55
4.11.2	Ventajas e inconvenientes.....	55
4.12	Diseño de cuartos limpios.....	56
4.12.1	Características de los cuartos limpios.....	56
4.12.2	Equipos de filtración y control de contaminación del aire.....	58
4.13	Eficiencia energética.....	59
4.14	Building Management System (BMS).....	60
4.14.1	Funcionamiento básico de un BMS.....	61
5	Desarrollo del proyecto.....	63
5.1	Recintos por acondicionar.....	63
5.2	Condiciones exteriores.....	64
5.3	Paredes, techos y ventanas.....	66
5.4	Ganancia de calor debido a equipos.....	67
5.5	Ganancia de calor por alumbrado.....	68
5.6	Ganancia de calor por personas.....	69
5.7	Carga de enfriamiento mediante el método de ASHRAE.....	69
5.8	Cálculo de carga térmica por Hourly Analysis Program (HAP).....	71
5.9	Comparación de métodos para el cálculo de carga de enfriamiento.....	73
5.10	Carga de refrigeración.....	75
5.10.1	Ventilación de ocupantes.....	75

5.10.2	Calor desprendido por ventiladores	75
5.11	Comparación entre sistemas de aire acondicionado	76
5.12	Selección de equipos	81
5.14.1	Unidades interiores y exteriores sistema de volumen variable	81
5.14.2	Equipo para cuarto de cirugía menor	92
5.14.3	Extractores de baños	94
5.13	Dimensionamiento de ductos de suministro, retorno y extracción.....	96
5.14	Selección de accesorios de control y suministro del aire	98
5.14.1	<i>Dampers</i>	98
5.14.2	Rejillas	99
5.14.3	Difusores	100
5.15	Selección de componentes para el sistema BMS.....	100
5.16	Cálculo de proyección financiera	102
6.	Conclusiones	105
7.	Recomendaciones	106
8.	Bibliografía	107
9.	Apéndices.....	110
	Apéndice 1: Coeficientes para paredes exteriores e interiores, vidrio, alumbrado, personas y techo.....	110
	Apéndice 2: Muestra de cálculo de carga térmica cuarto Rayos X	111

Apéndice 3: Muestra de cálculos para extracción de baños	114
Apéndice 4: Tarifa eléctrica industrial Instituto Costarricense de Electricidad (ICE)	114
Apéndice 5: Muestra de cálculo de costos de operación	115
10. Anexos	115
Anexo 1: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento de techo y paredes	115
Anexo 2: Coeficientes de transferencia de calor para paredes	117
Anexo 3: Corrección de DTCE por latitud y por mes	117
Anexo 4: Factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS)	118
Anexo 5: Coeficiente de sombreado	118
Anexo 6: Tasas máximas de infiltración.....	119
Anexo 7: Ganancias de calor sensible y latente debido a personas	119
Anexo 8: Ganancia térmica debido a equipos médicos, laboratorio y uso común	120
Anexo 9: Cambios de aire recomendados por minuto para ventilación	123
Anexo 10: Presiones y velocidades recomendadas para las líneas de refrigeración.....	124
Anexo 11: Lighting Power Densities Using the Building Area Method	124
Anexo 12: Clase de salas de cirugía según ASHRAE	125
Anexo 13: Clasificación de filtros MERV según ASHRAE 52.2	126
Anexo 14: Cambios de aire sugeridos para recintos médicos según ASHRAE	127
Anexo 15: Ejemplo de flujo laminar en difusores para aplicaciones médicas	127
Anexo 16: Nomograma y tablas de diseño de ductos	128

Anexo 17: Extractores.....	131
Anexo 18: Difusores, rejillas y dampers.....	141
Anexo 19: Fichas técnicas de equipos para aire acondicionado.....	146

Índice de tablas

Tabla 1. Diferenciales de presión recomendados	58
Tabla 2. Recintos por acondicionar primer nivel.	63
Tabla 3. Recintos por acondicionar segundo nivel.	64
Tabla 4. Condiciones atmosféricas Jacó. Fuente: Weather Spark (2019).....	65
Tabla 5. Coeficientes de transferencia de calor. Tomado de Pita (2005)	66
Tabla 6. Factores de corrección para paredes exteriores. Tomado de Pita (2005)	67
Tabla 7. Ganancia de calor debido a equipos. Tomado de ASHRAE (2013).....	68
Tabla 8. Cálculo de carga térmica mediante el método de ASHRAE.	69
Tabla 9. Cálculo de carga térmica mediante software HAP	71
Tabla 10. Comparación de métodos de carga de enfriamiento.....	73
Tabla 11. Costo por tonelada de refrigeración según tecnología de A/C. Tomado de Climatisa. 77	
Tabla 12. Eficiencia de diferentes tecnologías de A/C.	77
Tabla 13. Consumo energético según tecnología de A/C	78
Tabla 14. Consumo eléctrico en dólares según tecnología de A/C.....	79
Tabla 15. Cálculo de inversión inicial, costos operativos y mantenimiento según tecnología de A/C.....	79
Tabla 16. Unidades interiores para UC-01. Tomado de DVMS Pro Samsung.....	84
Tabla 17. Unidad condensadora UC-01. Tomado de DVM Pro Samsung.	86

Tabla 18. Unidades interiores para UC-02. Tomado de DVM Pro Samsung.....	87
Tabla 19. Unidad condensadora UC-02. Tomado de DVM Pro Samsung.....	88
Tabla 20. Unidades interiores para UC-03. Tomado de DVM Pro Samsung.....	89
Tabla 21. Unidad condensadora UC-03. Tomado de DVM Pro Samsung.....	91
Tabla 22. Requerimientos para cirugía clase A. Tomado de ASHRAE (2013).....	93
Tabla 23. Lista de extractores seleccionados.....	95
Tabla 24. Dimensiones de ducto según unidad evaporadora.....	97
Tabla 25. Caída de presión total en ductos.....	97
Tabla 26. Cantidad de dampers requeridos.....	99
Tabla 27. Cantidad de rejillas requeridas.....	99
Tabla 28. Cantidad de difusores requeridos.....	100
Tabla 29. Costos de inversión inicial.....	103
Tabla 30. Costos por instalación.....	103
Tabla 31. Costos operativos.....	104
Tabla 32. Resumen de costos totales.....	104

Índice de figuras

Figura 1. Zona de confort térmico. Tomado de Pita (2005).	27
Figura 2. Información básica de una carta psicrométrica. Tomado de Cengel (2008).	30
Figura 3. Procesos de acondicionamiento de aire en una carta psicrométrica. Tomado de Pita (2005).....	31
Figura 4. Ejemplo de carta psicrométrica de ASHRAE. Tomado de Pita (2005)	32
Figura 5. Ciclo por compresión de vapor. Tomado de Bhattacharjee (2016).....	45

Figura 6. Velocidades del aire recomendadas para sistemas de baja velocidad. Tomado de Carrier (2009).....	48
Figura 7. Esquema de conexión típico de un sistema por agua helada. Tomado de Wang (2000)	52
Figura 8: Diagrama de conexión para el sistema de control. Tomado de DVM Pro Samsung. .	101

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Cálculo de ganancia térmica para estructura exterior.	33
Ecuación 2. Corrección del factor para carga térmica de estructura exterior	33
Ecuación 3. Cálculo de carga térmica para estructuras interiores.	34
Ecuación 4. Ganancia de calor a través de vidrios por radiación.	35
Ecuación 5. Ganancia de calor por alumbrado.	35
Ecuación 6. Ganancia de calor sensible por personas.....	36
Ecuación 7. Ganancia de calor sensible por personas.....	36
Ecuación 8. Ganancia térmica por equipos.....	36
Ecuación 9. Corrección cada ganancia de calor sensible de recinto.....	37
Ecuación 10. Conductancia de la unidad de longitud.	37
Ecuación 11. Calor sensible debido a ventilación	39
Ecuación 12. Calor latente debido a ventilación.....	39
Ecuación 13. Ganancia de calor en ductos.....	39
Ecuación 14. Cantidad de volumen de aire para ventilación.	40
Ecuación 15. Flujo de energía.....	41
Ecuación 16. Ganancia de calor sensible debido a ventilación.	42
Ecuación 17. Ganancia de calor latente debido a ventilación.....	42

Ecuación 18. Relación de calor sensible.....	42
Ecuación 19. Cálculo de carga térmica por el método de BTU/ ft2.	43
Ecuación 20. Coeficiente de funcionamiento.	59
Ecuación 21. Relación de eficiencia energética.....	59
Ecuación 22. Cálculo para extracción de baños.....	95

1. Resumen

La zona de Jacó en Puntarenas se caracteriza por registrar temperaturas elevadas a lo largo de todo el año, las cuales generan incomodidad y desgaste físico durante el día a las personas de la región. Adicionalmente, en un lugar de trabajo que se utiliza con fines médicos, es inimaginable no contar con un sistema adecuado de acondicionamiento de aire.

Con base en la necesidad anterior, se realizó un diseño de aire acondicionado y un sistema de ventilación mecánica para el Instituto Nacional de Seguros de Jacó. En este diseño se incluye un estudio de carga térmica para cada recinto de la edificación, un análisis de diversas tecnologías de aire acondicionado, el diseño de extracción mecánica y del sistema de acondicionamiento de aire (tanto para áreas comunes como para recintos de cirugía menor), selección de los componentes del sistema de control y un análisis económico de los costos directos de este proyecto.

El estudio de carga térmica definió una carga de enfriamiento total de 52 toneladas de refrigeración aproximadamente; donde un 83,56 % de esta carga corresponde a calor sensible. Debido a que este valor es usualmente el límite entre una tecnología de volumen variable y agua helada, se realizó un estudio de tecnologías.

Por medio de este estudio, se determinó que la tecnología de volumen de refrigerante variable (VRV) es la opción más adecuada para el Instituto Nacional de Seguros, debido a que un sistema de agua helada eleva considerablemente los costos de inversión inicial y de operación, mientras que un sistema de acondicionamiento de aire por equipo tipo paquete requiere gran cantidad de unidades y un ducto para climatizar cada recinto.

Por último, se estableció que, si se consideran los costos de inversión inicial, instalación y operación, el costo del proyecto total es de **\$127 766**. Además, el sistema de volumen de refrigerante variable tiene el menor consumo eléctrico por cada tonelada de refrigeración.

Abstract

The area of Jaco in Puntarenas is characterized by high temperatures throughout the year, which generate discomfort and physical wear throughout the day in the people of this region. Additionally, in a workplace that will be used for medical purposes, it is unimaginable not to have an adequate air conditioning system.

Based on the previous need, an air conditioning design and a mechanical ventilation system were made for the Jaco National Insurance Institute. This design includes a study of thermal load for each building site, an analysis of various air conditioning technologies, design of mechanical ventilation and air conditioning system for both common areas and for minor surgery venues, selection of the BMS components and an economic analysis of the direct costs of this project.

The thermal load study defined a total cooling load of approximately 52 tons of refrigeration; where 83.56 % of this load corresponds to sensible heat. Because this value is usually the limit between a variable volume technology and chilled water, a technology study was conducted.

Through this study, it was determined that variable refrigerant volume technology (VRV) is the most appropriate option for the National Insurance Institute, because a chilled water system considerably increases the initial investment and operating costs; while a system of air conditioning by equipment type package requires a large number of units and duct for each site.

Finally, it was established that, if the initial investment, installation and operation costs are considered, the total project cost is **\$127 766**. In addition, the variable refrigerant volume system has the lowest electric consumption per ton of refrigeration.

Palabras clave: Sistema de aire acondicionado, volumen variable de refrigerante, ventilación mecánica, confort climático, ASHRAE.

2. Introducción

Reseña de la empresa

Climatiza S.A. es una empresa costarricense, fundada en el 2007, que se dedica al suministro, instalación, soporte y mantenimiento de sistemas de aire acondicionado y ventilación. Asimismo, realizan proyectos en los principales sistemas de abastecimiento de los aires acondicionados, que son: expansión directa, agua helada y volumen variable.

La compañía se encarga de proyectos residenciales, comerciales e industriales, tanto para abastecimiento en recintos convencionales como cuartos limpios, por medio del uso de nuevas tecnologías en los sistemas de aire acondicionado, con el fin de incrementar la calidad y eficiencia energética para el beneficio de los consumidores. La empresa se fundamenta en seis principales valores que son: integridad, seguridad, calidad, trabajo en equipo, orientación al cliente y responsabilidad.

Las oficinas principales de Climatiza S.A. se encuentran en San Rafael de Alajuela, en Ofibodegas Milano. Aquí la empresa se encarga de desarrollar los planteamientos para los proyectos futuros, desde el presupuesto hasta el diseño final para entregar el cliente. Además, se reciben los equipos solicitados para enviarlos a los respectivos proyectos para su instalación.

Algunos de los proyectos más recientes desarrollados por Climatiza S.A. corresponden a abastecimiento en centros comerciales, instituciones como el Banco Nacional, Caja Costarricense del Seguro Social, Colegio Lincoln y Centro de Generación Miravalles; cuartos limpios de Dos Pinos y CENARE y oficinas como Multipark y Mutual Alajuela, entre otros.

3. Descripción del proyecto

Información del estudiante

Nombre completo: Roberto Mejías Murillo

Número de cédula: 1-1632-0933

Número de carné: 2014039231

Edad: 23

Números de teléfono: 8324-4396

Correo electrónico: rmejias41402@gmail.com

Dirección exacta de domicilio: 125 m este y 75 m sur del Colegio Madre del Divino Pastor, El Alto de Guadalupe, Goicoechea, San José.

Datos de la empresa

Nombre: Climatisa, Climatización Industrial S.A.

Actividad principal: Diseño e instalación de sistemas de aire acondicionado y ventilación

Dirección: San Rafael de Alajuela. Calle Potrerillos. Ofibodegas Milano, Bodega #36, Alajuela, Costa Rica

Contacto: Gilberto Alfaro De La O

Teléfono: 6036-5920

3.1 Problema por resolver

El ser humano siempre ha buscado la forma de mejorar la calidad de vida y permanecer bajo condiciones en las cuales se sienta confortable. Así pues, un factor importante es el ambiente en el que se desarrolle, el cual debe poseer las características adecuadas para sobrevivir, que le permitan sentirse a gusto y tener comodidad para desempeñar sus funciones.

Ahora bien, una de las formas para controlar las condiciones ambientales corresponde a los sistemas de aire acondicionado, que se convierten en un medio para regular la humedad, la temperatura y la calidad del aire. En este caso, se desea implementar un sistema de aire acondicionado para un el Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas.

Dadas las necesidades del proyecto, al tratarse de una empresa que se dedica a la atención en la parte de salud humanitaria, se requiere un sistema de acondicionamiento de aire que ofrezca confort para los usuarios, además de proveer un ambiente controlado de agentes biológicos y químicos ante las constantes intervenciones médicas que se deben realizar en este lugar.

Se debe comprender la importancia del aire acondicionado en la industria y no pensar equivocadamente que consiste en únicamente controlar la temperatura del recinto. El manejo de las condiciones atmosféricas va más allá y representa una forma de confort y salud. El ser humano y los factores externos que lo rodean, como partículas de polvo, gases, etc., representan un riesgo para la salud si no se controlan correctamente. El aire acondicionado se encarga de regular estas condiciones atmosféricas por medio de una renovación y filtración constante del aire que se respira.

En este último punto, respecto a la renovación y filtración del aire, para el recinto en estudio se debe dar este ciclo de forma aún más eficiente y repetitiva que para cualquier otro, debido a la actividad de producción que se realiza en este lugar.

3.2 Objetivos

3.2.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica para el edificio del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas, según las normas de ASHRAE, AHRI y SMACNA.

3.2.2 Objetivos específicos

1. Desarrollar un estudio de carga térmica para cada recinto requerido del Instituto Nacional de Seguros, según ASHRAE. Medidor de éxito: reporte de carga térmica manual, mediante el Pita, y comprobado por medio de Hourly Analysis Program (Software Carrier).
2. Seleccionar la tecnología y los equipos necesarios para el correcto y adecuado acondicionamiento del aire, según se requiera para cuartos limpios y áreas comunes. Medidor de éxito: tabla resumen con Unidades evaporadoras y condensadoras, filtros HEPA en caso donde aplique, valvulería, controladores, etc.
3. Diseñar los sistemas mecánicos con la ruta crítica óptima para el suministro de aire acondicionado en el área requerida. Medidor de éxito: entregable juego de planos y especificaciones de los equipos seleccionado
4. Seleccionar el sistema de BMS (Building Management System) para el aire acondicionado. Medidor de éxito: selección de componentes y accesorios de control para incorporar en los equipos definidos a instalar.
5. Elaborar un análisis financiero del proyecto, por medio de una comparación entre distintos proveedores de los componentes del sistema de acondicionamiento de aire. Medidor de éxito: resumen de presupuestos de materiales, instalación e inversión inicial.

Justificación

El Instituto Nacional de Seguros ha extendido el interés en incorporar un sistema de aire acondicionado para el nuevo edificio en Jacó, Puntarenas. Dadas las delicadas condiciones atmosféricas que deben tener los centros de salud, instalar un sistema de aire acondicionado se convierte en una necesidad para esta institución.

Cuando se requiere construir un centro de salud, se debe ofrecer confort para las personas que visitan el lugar y más aún para los pacientes que requieren una intervención. De esta forma, es necesario incorporar un sistema de aire acondicionado para las áreas comunes y para las zonas como quirófanos, que requieren un proceso de filtración y purificación del aire más riguroso.

Uno de los aspectos más importantes es el valor que da a la empresa, los trabajadores y los visitantes contar con un sistema de aire acondicionado adecuado; las personas van a permanecer más tiempo en aquellos lugares donde se sientan comfortable. La reacción de las personas ante la asfixia varía según las condiciones, pero pueden presentarse mareos, náuseas, cansancio, ansiedad, entre otros, lo cual influye en la eficiencia de su trabajo. Así pues, si se encontraran en condiciones óptimas atmosféricas, con mayor grado de confort, realizarían su labor de forma más eficiente.

Por último, es necesario mencionar el aspecto financiero, pues no es suficiente realizar un diseño sin pensar en su impacto económico y su mantenibilidad. Por tanto, llevar a cabo un análisis financiero es vital para que la empresa conozca la inversión que debe hacer y el tiempo en el podría recuperar ese dinero. Además, conservar el proyecto a través del tiempo en buenas condiciones permite reducir los costos de mantenimiento e intervención en el equipo.

3.4 Viabilidad

Primeramente, se deben comprender las facilidades por parte de la empresa para cumplir con lo requerido. Esto incluye las mediciones del terreno, planos arquitectónicos e información sobre los equipos y personas que se estiman en cada uno de los recintos. Estos son aspectos importantes por considerar para que el estudio de carga térmica sea preciso, y el suministro de aire y la calidad de aire en cada recinto sean los adecuados.

Aunado a las consideraciones anteriores, Climatisa cuenta con un personal altamente capacitado, con extensa trayectoria en proyectos a nivel nacional de climatización de recintos en distintas zonas del país. El grupo está compuesto por dibujantes con extenso conocimiento de *softwares* de diseño e ingenieros con experiencia en instalación y mantenimiento de los equipos de aire acondicionado.

Además, la empresa posee herramientas tecnológicas para realizar un estudio preciso de las condiciones de cada recinto. Esto incluye desde equipos básicos de medición para condiciones atmosféricas hasta *software* con nuevas tecnologías para el diseño de sistemas de aire acondicionado.

Para el cálculo de carga térmica, la empresa utiliza el *software* de DVM de Samsung, Revit de AutoDesk y el HAP de Carrier, con su respectivo *software* de estudio de carga térmica. Por otro lado, para los sistemas con volumen variable la empresa utiliza *software* de diseño que puede utilizarse para la selección más adecuada de equipos.

3.5 Alcance

El mayor impacto de este proyecto es cumplir con las necesidades del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas. La instalación de un sistema de aire acondicionado para esta empresa es una necesidad y, a su vez, una obligación para ofrecer los servicios de salud deseados. Anteriormente, se discutió sobre las condiciones que deben cumplir los cuartos limpios para su correcto funcionamiento, con el fin resaltar en un mercado de alta competitividad.

La incorporación de un centro de salud como el Instituto Nacional de Seguros en la zona de Jacó permite la movilización social, pues ofrece empleos para las personas de la región y permite una mejor calidad de vida para los pacientes que requieran de los servicios. Como parte de esta calidad de servicio, incluir un sistema de aire acondicionado posibilita incrementar el valor y la calidad de este nuevo proyecto del INS.

Por otro lado, se busca reducir las cargas laborales a los trabajadores de Climatiza, pues se trata de una propuesta menos de diseño que deben realizar. La distribución adecuada de las cargas laborales permite incrementar la eficiencia de la empresa, ya que cada trabajador tiene oportunidad de mejorar las entregas de otros proyectos.

3.6 Limitaciones del proyecto

Una de las limitaciones del proyecto corresponde al poco espacio de separación existente entre áreas como los consultorios, inyectables, salas de cirugías menores, entre otros. Esto restringe el diseño y la definición de las rutas para el suministro del aire acondicionado; además del espacio que ocupan las unidades evaporadoras.

Se debe tener especial precaución para decidir qué áreas comunes abastecer en conjunto y cuáles de forma independiente, de tal forma que se pueda aprovechar el espacio disponible según los planos arquitectónicos en el entretecho. Por último, el desarrollo de un sistema para cuarto limpio requiere de procesos de filtración y limpieza del aire que pueden complicar la ubicación de los equipos en el espacio. Asimismo, requiere de un proceso de selección e instalación más tedioso.

3.7 Metodología

Con el fin de cumplir con los objetivos planteados en este proyecto, se siguió el siguiente procedimiento:

1. Recolección de información. Se realizó una primera visita al lugar donde se instalará el sistema de aire acondicionado, y se comparó con los planos arquitectónicos y estructurales de la edificación, con el fin de detallar aspectos como: ubicación de columnas, tuberías, espacio entre cielo, ventanales, entre otros.
2. Investigación sobre los requerimientos especiales del proyecto. Después de la primera visita y de conocer el espacio por abastecer, se tomaron las consideraciones pertinentes y se investigó sobre el sistema de aire acondicionado y el tipo de edificación.
3. Cálculo de carga térmica. Una vez definida el área en la que se instalará el sistema de aire acondicionado, se inició con el estudio de carga térmica, con base en la norma ASHRAE. Para el caso manual, se utiliza el método del Pita y se confirma con el *software* HAP.
4. Diseño en volumen variable. Se inició con la propuesta de diseño para el sistema de volumen variable. Esto incluye la selección de las unidades condensadoras y evaporadoras, tuberías de refrigeración, drenaje de condensados, entre otros
5. Diseño del sistema de control automático. Seleccionaron los componentes para ofrecer comunicación hacia un BMS (Building Management System) de los equipos de aire acondicionado por instalar.
6. Elaboración de planos mecánicos. Se diseñaron, por medio del *software* AutoCad, los planos mecánicos del proyecto, tomando en consideración los detalles y especificaciones necesarias para la construcción. Aquí se ubican los equipos en el espacio.

7. Cálculo de proyección financiera para método seleccionado. Se realizó una cotización más detallada de los equipos y materiales necesarios para instalar el sistema de aire acondicionado.
8. Analizar oportunidades de mejora. Se evalúa la propuesta de proyecto realizada y se buscan opciones de mejora.

4. Marco teórico

4.1 *El acondicionamiento de aire*

El acondicionamiento del aire, según Pita (2005): “es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento” (pág. 2).

Los sistemas HVAC&R (Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration) deben cumplir con requerimientos básicos como:

- Proporcionar la energía de calentamiento o enfriamiento requerida.
- Condicionar adecuadamente el suministro del aire; es decir, enfriar o calentar, humedecer o deshumidificar, limpiar, purificar y atenuar cualquier sonido producido por el equipo.
- Distribuir el aire acondicionado, con suficiente suministro de aire exterior hacia el espacio por condicionar.
- Controlar y mantener los parámetros ambientales como: temperatura, humedad, limpieza del aire, movimiento del aire, nivel de sonido y diferencial de presión entre los recintos y alrededores por acondicionar (Wang, 2000).

Todos estos requerimientos mencionados anteriormente se enfocan en cumplir con la función principal de un sistema HVAC&R: Proporcionar las condiciones óptimas para la salud y confort del ser humano. Ahora bien, las condiciones de confort pueden variar según el contexto ocupacional en el que se desea abastecer el sistema de aire acondicionado.

4.2 *Confort*

Un sistema de aire acondicionado va más allá del control de la temperatura en un recinto. Se debe comprender la importancia de estos sistemas para controlar distintas variables, con el fin

de brindar las mejores condiciones para los habitantes. Según menciona en ASHRAE (2009) “el propósito fundamental de estos sistemas HVAC es de brindar una condición mental satisfactoria por medio de la temperatura ambiental” (pág. 170)

El término anterior de “condición mental satisfactoria” puede ser muy ambiguo, pues no necesariamente todas las personas van a percibir la condición perfecta de la misma manera. Es por esto que ASHRAE aclara que una condición satisfactoria debe incluir aspectos fisiológicos y psicológicos, entre otros. El cuerpo humano percibe la condición de confort térmico cuando el cuerpo se conserva valores de temperatura pequeños; de tal forma que el esfuerzo fisiológico que debe hacer el cuerpo para mantener los niveles adecuados de temperatura sea mínimo (ASHRAE HANDBOOK, 2009).

Así pues, el cuerpo debe realizar diferentes esfuerzos fisiológicos para mantener niveles adecuados de temperatura. Para lograr esto, debe realizar un gasto de energía y expulsar los altos niveles térmicos por medio de procesos como la sudoración. El gasto energético produce cansancio y agotamiento en las personas a largo plazo. Una ventaja de contar con un sistema de aire acondicionado es que permite facilitar el proceso de regulación de temperatura corporal. Una temperatura corporal poca pérdida de calor conduce a sobrecalentamiento (hipertermia); contrariamente, una cantidad excesiva de pérdida de calor conduce a hipotermia (ASHRAE HANDBOOK, 2009).

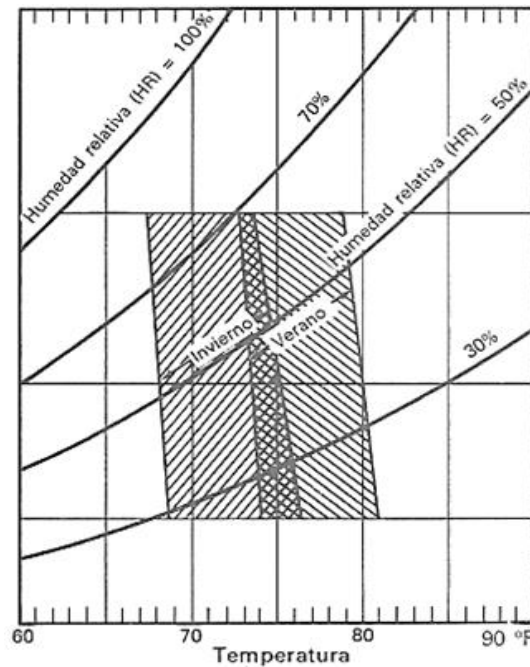
Se puede comprender al cuerpo humano como una máquina térmica, la cual tiene la entrada de energía por medio del alimento. El calor que genera el cuerpo debe liberarse al ambiente si se desea continuar en operación. La cantidad de calor que libere el cuerpo depende de la actividad que esté realizando. Por ejemplo, una persona caminando libera más calor que una persona que se

encuentra en reposo. De esta forma, la tasa de generación depende de la intensidad de la actividad (Çengel & Boles, 2008).

El cuerpo humano libera calor sensible y calor latente. Según Çengel & Boles (2008), “cuando se hace un trabajo ligero o se camina despacio, cerca de la mitad del calor producido por el cuerpo se disipa mediante la sudoración como calor latente, mientras que la otra mitad se disipa por convección y radiación como calor sensible” (p. 741). Para el caso en el que el trabajo sea en reposo o de oficina, la mayor parte (70 %) se libera por calor sensible y el restante por calor latente. En el caso de una actividad intensa ocurre lo contrario.

Según ASHRAE (2009), la zona de confort térmico para las personas que utilizan vestimenta normal y se encuentran en estado de reposo o realizando un trabajo ligero, se encuentra de 20 °C a 26 °C (68 °F a 80 °F), y entre porcentajes de humedad relativa del 30 % al 70 %, siendo el porcentaje más deseable un 50 %.

Figura 1. Zona de confort térmico. Tomado de Pita (2005).



Ahora bien, el enfoque que se le dé a la condición de confort térmico varía según la aplicación que se le da al recinto. Existe gran variedad de espacios como comercios, industrias, restaurantes, centros comerciales, hospitales, bancos, librerías, entre otros.

4.3 Propiedades del aire

Dada la importancia de regular las condiciones del aire mencionadas anteriormente, es importante comprender algunas propiedades del aire. Según menciona Çengel y Boles (2008), el agua “es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases” (p. 732). Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y, en este caso, se le conoce como aire atmosférico. Por otro lado, al aire que no contiene vapor de agua se le conoce como aire seco.

En la realidad, es conveniente tratar el aire como una mezcla de ambos, pues las condiciones en las que se presente uno o el otro varían según la región donde se mida e influyen factores como la condensación y evaporación de los diversos medios que contienen agua en alguna forma (Çengel & Boles, 2008). Para comprender las variables que influyen en el control de las propiedades del aire, se deben introducir algunos conceptos con respecto a estas:

Humedad absoluta: Es la masa de vapor de agua contenido en un kilo de aire seco (Almiñana, 2007).

Humedad relativa: Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco (Pita, 2005).

Relación de humedad: También se le conoce como humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco (Pita, 2005).

Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura del aire, tal como se indica en el termómetro (Pita, 2005).

Temperatura de bulbo húmedo: Parámetro indicativo del contenido de humedad del aire. Cuanto menos sea dicha humedad, menor será la temperatura del bulbo húmedo (Almiñana, 2007).

Temperatura de rocío: Temperatura a la cual se empieza a condensar el vapor de agua. La temperatura a la cual la presión del vapor de agua corresponde a la presión de saturación del vapor de agua se denomina temperatura de rocío (Almiñana, 2007).

Volumen específico: Es el volumen que ocupa una masa de aire (Almiñana, 2007).

4.4 Procesos de acondicionamiento de aire

Las propiedades del aire que se indicaron en la sección anterior deben ser controladas con el fin de llegar a la condición del aire deseada para un recinto. Esto se realiza por medio de procesos de acondicionamiento, los cuales se enumeran a continuación:

- Calentamiento simple: consiste en elevar la temperatura del lugar.
- Enfriamiento simple: reducir la temperatura.
- Humidificación: agregar humedad
- Deshumidificación: eliminar la humedad.

(Çengel & Boles, 2008).

En los procesos de calentamiento y enfriamiento simple, la humedad relativa permanece constante. La cantidad de procesos que se requieran para lograr el confort climático dependerá de

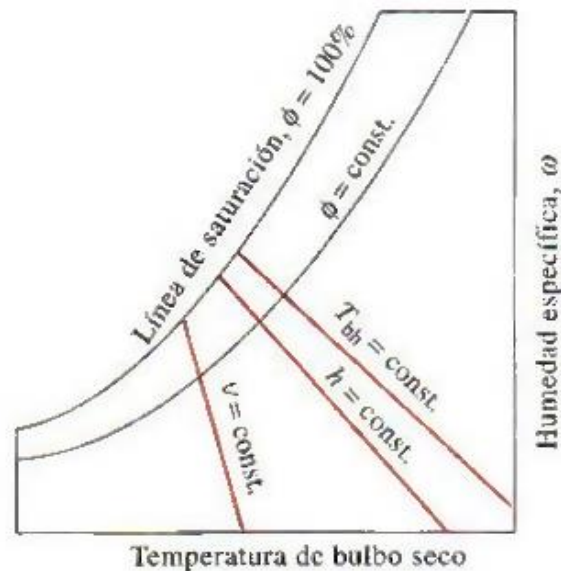
las necesidades de los ocupantes y de las condiciones atmosféricas del lugar donde se ubique la edificación.

El estudio de las propiedades del aire y los procesos de acondicionamiento del mismo se realiza por medio de la carta psicrométrica. En la siguiente sección se profundizará sobre este gráfico.

4.5 Carta psicrométrica

La carta psicrométrica es una representación gráfica de las propiedades del aire atmosférico (Pita, 2005). Es una herramienta que facilita la comprensión de las condiciones atmosféricas bajo estudio, con el fin de acondicionar el aire según lo deseado. Las características más importantes de la carta psicrométrica se muestran en la figura 2:

Figura 2. Información básica de una carta psicrométrica. Tomado de Cengel (2008).

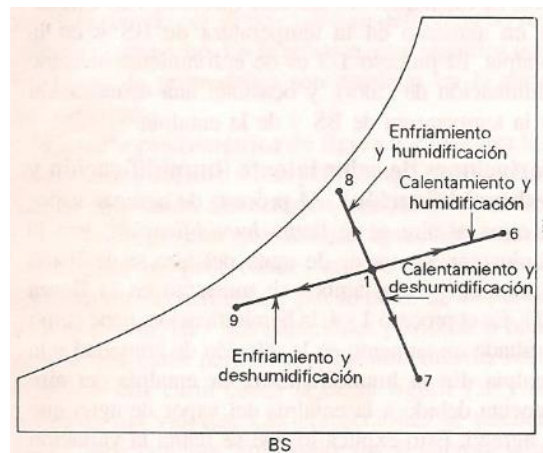


Como se puede observar en la gráfica, la temperatura de bulbo seco se encuentra en el eje horizontal, la humedad específica o relación de humedad se muestra en el eje vertical y la curva de saturación al lado izquierdo, donde se representa el 100% de humedad relativa. Por otro lado,

la línea de temperatura de bulbo húmedo constante tiene una apariencia hacia abajo a la derecha; las líneas de volumen específico constante son similares a las anteriores, pero más inclinadas; y por último, las líneas de entalpía constante están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante (Çengel & Boles, 2008).

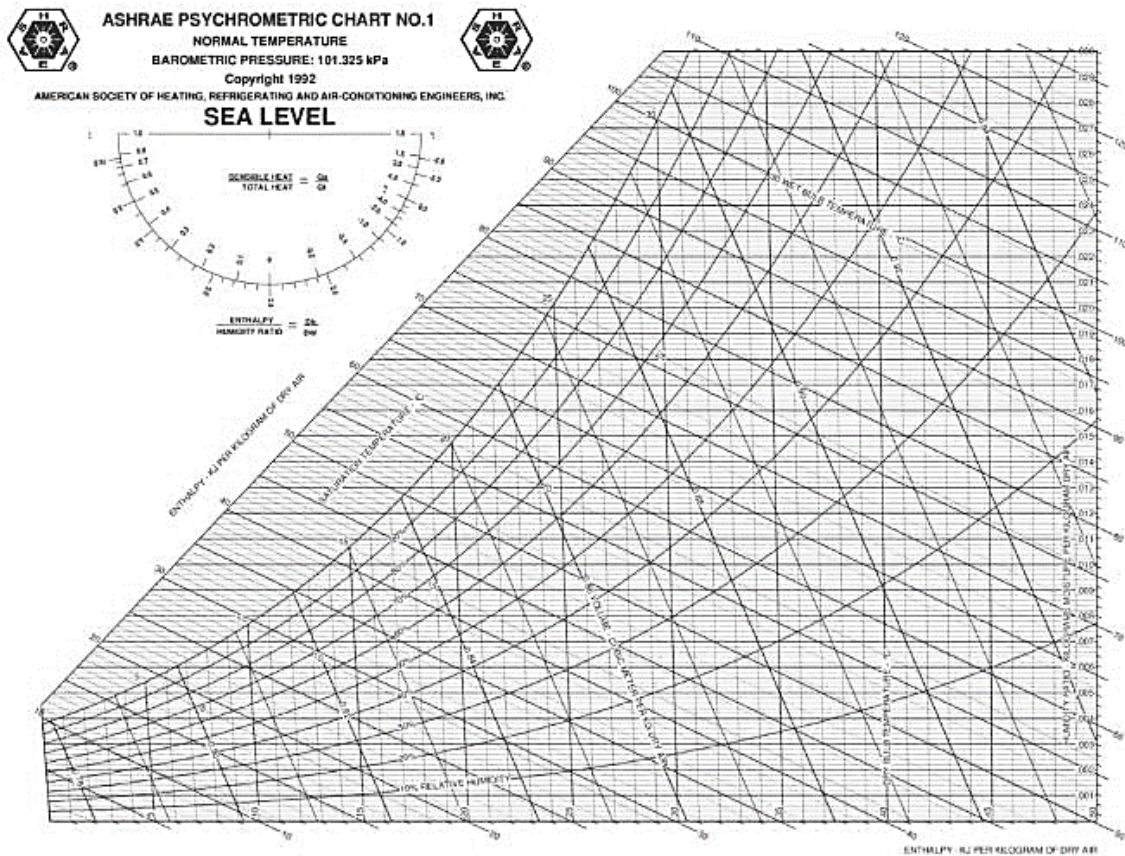
Los procesos de acondicionamiento de aire también se pueden ver en las gráficas. Un proceso de calentamiento o enfriamiento se representa por medio de una línea horizontal, pues la humedad específica permanece constante, mientras que en los casos en los que exista una inclinación de la línea, indica que en el proceso hay variación de la humedad específica. Una representación de estos procesos se muestra en la figura 3.

Figura 3. Procesos de acondicionamiento de aire en una carta psicrométrica. Tomado de Pita (2005)



Existen diferentes cartas psicrométricas, las cuales varían según la presión atmosférica. En la figura 4 se muestra la carta psicrométrica de ASHRAE.

Figura 4. Ejemplo de carta psicrométrica de ASHRAE. Tomado de Pita (2005)



4.6 Cálculo de carga térmica

En el diseño de sistemas de aire acondicionado se debe tener clara la carga térmica del recinto en el que se desea instalar. La carga térmica se entiende como la cantidad de energía que se almacena en forma de calor en un recinto. El cálculo de carga térmica “corresponde a la cantidad de energía que en forma de calor o frío hay que suministrar a un local, mediante un sistema de calefacción o refrigeración, para mantener las condiciones térmicas de diseño” (Almiñana, 2007).

De esta forma, el cálculo de carga térmica representa una cantidad fundamental en el diseño de sistemas de aire acondicionado, pues permite tener una estimación de las condiciones térmicas del recinto. El cálculo debe ser detallado y preciso, con el fin de instalar el equipo que se requiere según las condiciones. Realizar el cálculo de carga térmica incorrecto puede ocasionar que se

seleccione un sistema que no sea capaz de abastecer la carga demandada o que se sobredimensione el sistema para la carga demandada. Cualquiera de los dos escenarios representa una pérdida económica por sustitución del equipo instalado o un aumento en el costo de mantenimiento, pues a mayor capacidad del equipo, mayor consumo de este.

4.6.1 Ganancia de calor en recintos

Según Pita (2005) el cálculo de carga térmica se divide en:

Conducción a través de paredes techo y vidrios al exterior

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior se calculan mediante:

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Ecuación 1. Cálculo de ganancia térmica para estructura exterior.

Donde: Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio [BTU/h]

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

A = área de techo, vidrio o pared

DTCE_e = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento [F]

Los coeficientes como DTCE_e dependen de directamente del material de los que estén hechos, según sea pared, vidrio o techo. La corrección de este factor está dada por:

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

Ecuación 2. Corrección del factor para carga térmica de estructura exterior

Donde:

DTCE_e: valor corregido de DTCE [°F]

DTCE: temperaturas de las tablas 6.1 o 6.2 [°F]

LM: corrección para latitud al color y mes, tabla 6.4

K : corrección debida al color de la superficie

t_R : temperatura del recinto [°F]

t_O : temperatura de diseño exterior promedio [°F]

f : factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para el techo)

Además, según Pita (2005), K tiene el valor de 1 para superficies oscuras o áreas industriales, $K=0.5$ para techos de color o zonas claras, $K=0.65$ para paredes de color claro en zonas industriales y por último f es 0,75 para ventiladores de entrepiso y 1 para todos los demás casos.

Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos

El calor para espacios internos a través de divisiones, pisos y cielos rasos se puede calcular mediante:

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

Ecuación 3. Cálculo de carga térmica para estructuras interiores.

Donde:

Q : es la velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso [BTU/h]

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

A : es el área la división, piso o cielo raso [ft²]

DT : es la diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados [°F]

Radiación solar a través de los vidrios

La energía radiante del sol ingresa a través de los vidrios y esto trae consigo un aumento en el calor para el recinto. El calor a través de los vidrios se calcula mediante la siguiente ecuación:

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

Ecuación 4. Ganancia de calor a través de vidrios por radiación.

Donde:

Q : es la ganancia neta por radiación solar a través del vidrio [BTU/h]

$FGCS$: es el factor de ganancia máxima de calor solar [BTU/ (h ft²)]

A : es el área del vidrio [ft²]

CS : es el coeficiente de sombreado

FCE : es el factor de carga de enfriamiento para el vidrio

Alumbrado

La ganancia de calor de un recinto por alumbrado está dada por:

$$Q = 3,41 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 5. Ganancia de calor por alumbrado.

Donde:

Q : es la carga neta de calor debida al alumbrado [BTU/h]

W : es la capacidad de alumbrado [W]

FB : es el factor de Balastro

FCE : es el factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

Para la ganancia de calor producida por el alumbrado es importante considerar si el recinto se encuentra con la iluminación activa durante toda la jornada del día o solamente durante algunas horas.

Personas

La ganancia de calor debida a las personas se compone por un lado de calor latente y otro de calor sensible. La ecuación de calor sensible está dada por:

$$Q_S = q_S \times n \times FCE$$

Ecuación 6. Ganancia de calor sensible por personas

La ganancia térmica por calor latente está dada por:

$$Q_L = q_L \times n$$

Ecuación 7. Ganancia de calor sensible por personas

Donde:

Q_S, Q_L : es la ganancia de calor sensible y latente [BTU/h]

q_S, q_L : es la ganancia de calor sensible y latente por persona [BTU/h]

n : es el número de personas

FCE : es el factor de carga de enfriamiento por personas

Equipos

El cálculo de carga térmica por equipos está dado por:

$$Q_{motores} = 3,41 \times W$$

Ecuación 8. Ganancia térmica por equipos.

Donde:

Q : es la carga neta de calor debida a los equipos [BTU/h]

W : es la capacidad de los motores [W]

Para aplicaciones como laboratorios, ASHRAE estima una carga entre 15 – 70 BTU / h*ft².

En el capítulo 14 del *ASHRAE Handbook – HVAC Applications*, se discute sobre la ganancia térmica por equipos de laboratorios, los cuales varían aproximadamente entre 5-25 W / ft². A modo de conclusión, ASHRAE menciona que los laboratorios y recintos médicos son similares en el hecho de que la carga por equipos puede variar en gran manera, debido a las diversas aplicaciones que se les puede dar.

Por otro lado, en el *ASHRAE Fundamentals* se menciona que el dato de placa de los equipos rara vez puede utilizarse como el consumo en Watts para el estudio de carga térmica, pues se ha demostrado que, en realidad, los equipos consumen un 50 % o, aún más preciso, un 25 % del dato de placa del equipo (ASHRAE HANDBOOK, 2009). Por último, según ASHRAE, por medio de un estudio de Wilkins y Hosni (2000) y Wilkins y McGaffin (1994), se demostró que también se puede estimar la ganancia de equipos por unidad de área. Una aproximación es que la ganancia térmica por equipos está dada por 0.44 – 1.08 W / ft², donde usualmente se estima un valor de 0.81 W / ft².

4.6.2 Cálculo de carga térmica por transferencia de calor a los alrededores

Es la ganancia de calor sensible al recinto, la cual se transfiere a través de la estructura hacia los alrededores. Está dada por:

$$F = 1 - 0.02K$$

Ecuación 9. Corrección cada ganancia de calor sensible de recinto.

$$K = (U_w A_w + U_g A_g) / L$$

Ecuación 10. Conductancia de la unidad de longitud.

Donde:

F: es el factor para corregir cada ganancia de calor sensible

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

L: es la longitud de la pared exterior [ft]

U_w, U_g : son los coeficientes de transferencia de calor, w=pared, g=vidrio [BTU/(h ft² °F)]

A_w, A_g : son las áreas de la pared o del vidrio [ft²]

Las ganancias de calor sensible por conducción, iluminación, radiación solar, personas y equipos se deben multiplicar por 0.94 cada una.

4.6.3 Carga de enfriamiento

La carga de enfriamiento es la velocidad a la que se debe eliminar el calor del recinto y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas definidas anteriormente. Para facilitar la comprensión de los cálculos, se utilizará en este proyecto la nomenclatura de RSHG, RLHG y RTHG para designar el calor sensible, latente y total, respectivamente. De esta forma, se entiende que RTHG corresponde a la carga de enfriamiento total perteneciente al recinto.

4.6.4 Carga de refrigeración

La carga de refrigeración se puede entender como la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. Esta carga será mayor que la carga de enfriamiento, debido a que el equipo se ve afectado por factores que incrementan las ganancias de calor, como la ventilación del aire exterior, ganancia de calor a ductos, calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de aire acondicionado, y fugas de aire en ductos.

a. Ventilación

El ingreso del aire exterior es permitido por razones sanitarias y de confort. Usualmente, los sistemas de aire acondicionado se diseñan considerando el ingreso del aire exterior al recinto. Este ingreso de aire exterior contiene mayor calor sensible y latente que el aire interior, lo que ocasiona un aumento en la carga de enfriamiento que debe

considerarse. La carga de enfriamiento por ventilación exterior se calcula de la siguiente manera:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$

Ecuación 11. Calor sensible debido a ventilación

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e' - W_i')$$

Ecuación 12. Calor latente debido a ventilación

Donde CT corresponde al cambio de temperatura entre el aire exterior e interior en °F para la carga de calor sensible y W' corresponde a la relación de humedad exterior e interior.

b. Ganancia de calor en ductos

Dependiendo del diseño que se realice en la distribución de los ductos, puede que sean expuestos dentro del recinto o ubicados en el entre cielo. Si es el caso que los ductos sean expuestos dentro del recinto acondicionado, ocasionan un efecto útil en la carga de enfriamiento; sin embargo, el ducto puede atravesar zonas en las que está expuesto a temperaturas superiores y esto aumenta la carga de enfriamiento. Debido a esta situación, existe una carga de enfriamiento ocasionada a la ganancia de calor en ductos, que se calcula de la siguiente manera:

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

Ecuación 13. Ganancia de calor en ductos.

Donde:

Q = ganancia de calor del ducto, BTU / h

U= coeficiente general de transferencia de calor, BTU / h

A= área del ducto

DT= diferencia de temperatura entre el ducto y los alrededores, °F

4.7 Ventilación

Dentro del área de los sistemas HVAC, la ventilación se encarga, entre muchas de sus funciones, de renovar el aire que existe en el recinto, a través del suministro de aire exterior. Esto lo hace por medio de cambios de aire por hora o ciclos de renovación. Según investigaciones previas, existen valores sugeridos para ofrecer una ventilación adecuada en el recinto, dadas unas condiciones específicas.

Usualmente, se utilizan tablas que se encuentran divididas según el recinto por ventilar y un cambio de aire en min / cambio. Se debe recordar que la cantidad de aire en CFM está dada por:

$$CFM = \frac{\text{volumen del recinto}}{\text{min/cambio}}$$

Ecuación 14. Cantidad de volumen de aire para ventilación.

Donde:

Volumen del recinto = L x W x H

Los valores que se utilizan para min / cambio, normalmente tienen un rango y no un valor en específico. En estos casos, se debe tomar el criterio del diseñador en conjunto con una investigación previa, para conocer las condiciones bajo las cuales opera u operará el recinto en particular. Aquí se deben tomar en consideración aspectos como cantidad de personas, equipos eléctricos instalados, actividad comercial y demanda, entre otros.

En los anexos de esta investigación se adjunta una tabla con valores de min / cambio sugeridos por Greenheck para una adecuada ventilación de cada recinto según la actividad que se desarrolla.

4.8 Métodos de diseño

Existen diversas formas por las cuales se puede calcular la capacidad de instalación requerida en un recinto para ofrecer las condiciones de confort buscadas en un sistema de aire acondicionado. La selección de un método u otro depende de la complejidad que desee el diseñador, así como de los medios que tenga a disposición para realizar el análisis.

En la industria existen muchos *software* en el mercado que pueden realizar estos cálculos; usualmente, son ofrecidos por las marcas más reconocidas a nivel mundial en fabricación de equipos de aire acondicionado. Su ventaja es que ofrecen la posibilidad de realizar una preselección del equipo a instalar dadas las condiciones del recinto, además de ofrecer, con alto detalle, variables y simulaciones que se pueden llevar a cabo en el lugar.

Por otro lado, se pueden realizar cálculos según la experiencia del diseñador, por medio de ecuaciones termodinámicas usadas a través de los años en el diseño de sistemas de aire acondicionado. En esta sección se describen algunos de estos métodos de diseño.

4.8.1 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire

Como se describió anteriormente, los recintos tienen ganancias tanto de calor sensible (RSHG) como de calor latente (RLHG); cuya suma se conoce como ganancia de calor total (RTHG). Para controlar la ganancia de calor dentro del recinto, debe existir un equilibrio en los flujos de energía, como se describe en la siguiente ecuación:

$$\text{Entrada de energía} - \text{Salida de energía} = \text{Cambio de energía}$$

Ecuación 15. Flujo de energía.

El equilibrio se logra mediante el suministro de aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas como para que pueda absorber esas ganancias de calor; el aire de suministro

se encarga de eliminar la carga de calor sensible y latente (Pita, 2005). Las ecuaciones de calor sensible y latente están dadas por:

$$RSHG = 1.1 \times CFM \times (t_2 - t_1)$$

Ecuación 16. Ganancia de calor sensible debido a ventilación.

$$RLHG = 0.68 \times CFM \times (W_2 - W_1)$$

Ecuación 17. Ganancia de calor latente debido a ventilación.

Donde los valores de t para la carga sensible corresponden a la temperatura y los valores de W están expresados en granos /lb (Pita, 2005).

Relación de calor sensible del recinto

La línea de relación de calor sensible del recinto (RSHG) o factor de calor sensible del recinto (RSHF) está dada por:

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

Ecuación 18. Relación de calor sensible.

La importancia de esta es que representa la línea sobre la cual debe quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. Esto se debe a que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calor sensible y latente (Pita, 2005). Cuando se trata de seleccionar un equipo de abastecimiento de aire, se busca que las condiciones de operación de la máquina se encuentren por encima de esta línea de calor sensible del recinto.

La línea de proceso del serpentín

Por medio de la carta psicrométrica se puede trazar otra línea llamada *línea de proceso del serpentín*, la cual consiste en trazar una recta entre las condiciones del aire que entra y sale del serpentín. Esta línea depende de la configuración del serpentín, el aire, la velocidad y la temperatura del refrigerante (Pita, 2005).

Según Pita (2005), “la capacidad de un serpentín se define como el calor sensible, latente y total que elimina del aire que se está acondicionando” (cap. 7). De esta forma, la capacidad de un sistema de aire acondicionado de mantener las condiciones óptimas de operación depende del serpentín seleccionado en el proceso de diseño. La capacidad del serpentín para controlar la carga térmica del recinto se conoce como carga del serpentín de enfriamiento.

4.8.2 Método BTU por pie cuadrado

Este método de diseño es el menos preciso de todos; por lo tanto, se recomienda utilizarlo cuando se desea tener una estimación rápida de la carga térmica existente en el recinto. Para realizar la estimación, este método utiliza el área por acondicionar y un factor de carga en términos de BTU / ft². Debido a que únicamente toma en consideración estos dos factores, se disminuye considerablemente la precisión.

El factor de carga térmica depende de la experiencia del diseñador, el cual basa su criterio en la zona donde se requiere acondicionar; se toman en cuenta variables como la temperatura promedio de la zona, humedad relativa, entre otros. La fórmula utilizada es la siguiente:

$$Q = F * A$$

Ecuación 19. Cálculo de carga térmica por el método de BTU/ ft².

Donde:

F = factor de carga de la zona por acondicionar (BTU / ft²)

A= área del recinto que se desea acondicionar en ft²

Para un país como Costa Rica, donde prevalece el clima tropical húmedo en la mayoría de su territorio y existen dos estaciones bien marcadas, que son época seca y lluviosa, se utiliza típicamente un valor de 60 BTU por cada pie cuadrado.

4.8.3 Hourly Analysis Program (HAP)

Las principales empresas internacionales que se dedican a la venta de equipos de aire acondicionado cuentan con sus propios *software* de diseño. Dentro de las más reconocidas están Carrier, Trane, Samsung, Mi idea, entre otras, las cuales ofrecen un *software* de diseño para que el usuario pueda realizar un estudio de carga térmica y seleccionar un equipo de enfriamiento recomendado según la marca.

Carrier cuenta con un *software* de diseño que permite estimar la carga térmica de un recinto, tomando en consideración variables como el espacio, la región donde se desea instalar el equipo de acondicionamiento de aire, horario según zona, techos, paredes, vidrios, entre otras. Es un *software* con alta precisión que agiliza los cálculos mediante una extensa base de datos con materiales, zonas horarias, temperaturas y coeficientes (Carrier, 2014).

4.9 Componentes de un sistema de aire acondicionado

Con el fin de entender mejor el funcionamiento de un sistema de acondicionamiento de aire, en la siguiente sección se muestran los componentes principales, junto con una pequeña descripción de la función que cumplen. Primeramente, se debe comprender que el acondicionamiento de aire es un proceso termodinámico que se estudia por medio de ciclos de refrigeración. Según Bhattacharjee et al. (2016), existen tres principales ciclos de refrigeración que son: por compresión de vapor, absorción de vapor y refrigeración del gas (p. 383).

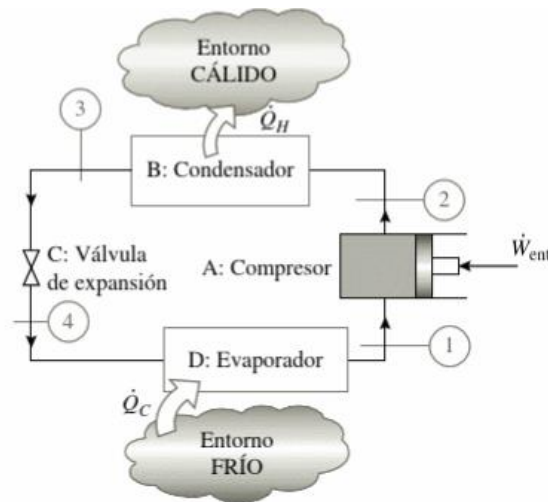
El ciclo por compresión de vapor es similar a un ciclo de Rankine inverso, donde se utiliza un compresor para aumentar la presión del vapor del refrigerante; en el ciclo por absorción de vapor, el refrigerante es absorbido por un líquido y una bomba para aumentar la presión. Por último, en el ciclo de refrigeración del gas, el fluido de trabajo permanece como un gas durante todo el ciclo (Bhattacharjee, Hernandez, & Brito, 2016).

Típicamente, en los sistemas de acondicionamiento de aire, se utiliza el ciclo de refrigeración por compresión de vapor; por tanto, en la siguiente sección se explicará con detalle este ciclo.

4.9.1 Ciclo por compresión de vapor

En un ciclo de refrigeración se le conoce al fluido de trabajo como refrigerante, el cual experimenta alternativamente evaporización y condensación. Para el caso de este ciclo de refrigeración, se utiliza como fundamento el ciclo de Carnot, en cual difiere en que se sustituye la turbina por una válvula de expansión, derivando al siguiente diagrama:

Figura 5. Ciclo por compresión de vapor. Tomado de Bhattacharjee (2016).



La ilustración anterior ejemplifica el ciclo de refrigeración típico de los sistemas de aire acondicionado. El ciclo inicia cuando el refrigerante ingresa al compresor como vapor saturado, donde ocurre una compresión isentrópica hasta la presión del condensador. En este proceso, la temperatura del refrigerante aumenta hasta una temperatura muy superior a la temperatura del medio circulante.

Seguidamente, el fluido ingresa al condensador como un vapor sobrecalentado y sale como un líquido saturado en el estado 3. En este punto, la temperatura del refrigerante se encuentra por

encima de la temperatura a los alrededores. Aquí se ingresa a la válvula de expansión, donde el fluido alcanza la presión necesaria para ingresar al evaporador. En este proceso, la temperatura desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

Por último, en la etapa 4 el refrigerante ingresa al evaporador como un vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo, absorbiendo el calor del espacio refrigerado, para luego salir del evaporador como vapor saturado, para ingresar al compresor y repetir el ciclo descrito anteriormente (Çengel & Boles, 2008).

4.9.2 Sistema de ductos

La función principal de los sistemas de ductos es trasladar el aire entre distintos puntos de interés. El diseño de los sistemas de ductos se realiza con base en las normas de *ASHRAE* y *SMACNA HVAC Duct System Design Manual*. Según SMACNA (1995), en el ensamblaje y diseño de los ductos utilizados en aire acondicionado y extracción, se deben considerar los siguientes aspectos:

- 1) Estabilidad dimensional (deformación y esfuerzo)
- 2) Contención del aire que se transporta (evitar la fuga de aire en uniones)
- 3) Vibración y fatiga
- 4) Ruido
- 5) Exposición del ducto ante condiciones adversas (daño, fuego, contaminantes atmosféricos, bacterias, viento, entre otros)
- 6) Soportería
- 7) Contención ante sismo
- 8) Conductividad térmica

(pág. 29)

La forma geométrica de los ductos de aire acondicionado es rectangular generalmente; sin embargo, también se utiliza ducto redondo. La ventaja del ducto rectangular es que permite variar dimensiones de tal forma que se ingrese adecuadamente en el espacio requerido.

Por otro lado, sin importar la forma geométrica del ducto, existen una pérdida de presión llamada pérdida de presión del ducto. Según menciona Carrier (2009) esta pérdida está asociada a cuatro principales razones:

- 1) Velocidad del aire
- 2) Tamaño del ducto
- 3) Rugosidad de la superficie interior
- 4) Longitud del ducto

El diseño de los ductos de aire acondicionado se puede realizar de distintas maneras. Las más comunes son por cantidad de aire (valor medido en CFM's) o por velocidad de aire (usualmente medido en fpm). Según recomienda Carrier (2009), para sistemas de alta velocidad se requiere que la velocidad del aire no sea superior a 5 000 fpm; para los casos de sistemas de baja velocidad, brinda valores recomendados según el recinto donde se hará el acondicionamiento de aire; según corresponda a suministro o retorno del aire. A continuación, en la figura 6 se muestran los valores recomendados.

Figura 6. Velocidades del aire recomendadas para sistemas de baja velocidad. Tomado de Carrier (2009)

TABLE 7—RECOMMENDED MAXIMUM DUCT VELOCITIES FOR LOW VELOCITY SYSTEMS (FPM)

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Además de la velocidad y la cantidad de aire, para el diseño de ductos de aire acondicionado y extracción se requiere la pérdida por fricción. Típicamente, la pérdida por fricción se mide en in wg por cada 100ft de ducto recto. Se recomienda a la hora de diseñar una pérdida para suministro de 0.1 in wg / 100 ft y 0.08 in wg / 100 ft, para los ductos de retorno y extracción.

Dampers, rejillas y difusores

Los sistemas de ductos en su gran mayoría tienen accesorios tales como: *dampers*, rejillas y difusores. La función principal de estos elementos es de controlar el flujo de aire que pasa a través de los ductos.

Los dampers se pueden entender como compuertas de balance que por medio de un actuador (puede ser manual o automático) se abren o cierran con el fin de regular el paso del aire. Los difusores se instalan típicamente en el cielo y se encargan de distribuir el aire en la zona que se desea acondicionar. Las rejillas son utilizadas para retornar el aire a la máquina para recircularlo y renovarlo.

Por otro lado, estos accesorios también permiten controlar las presiones positivas o negativas, según se desee, que ingresan o salen del recinto por acondicionar. Esto es muy utilizado

en el caso de cuartos limpios, donde se desea tener una presión positiva para evitar el ingreso de partículas contaminantes de otros recintos al entrar o salir del lugar.

4.9.3 Tuberías de refrigeración

Las tuberías de refrigeración se encargan de transportar el refrigerante a través del compresor, condensador, válvula de expansión y el evaporador; todos estos componentes requieren del fluido de refrigeración para funcionar correctamente y cumplir el ciclo termodinámico (Wang, 2000). Como se explicará en los siguientes apartados, existen tres principales tipos de compresores, los cuales son indiferentes a las tuberías de refrigeración utilizadas y al material seleccionado. Típicamente, se utilizan tuberías de cobre en la industria.

En las secciones anteriores se explicó el proceso termodinámico detrás de un sistema de acondicionamiento de aire. La complejidad de las tuberías puede variar según lo desee el diseñador; sin embargo, típicamente se considera una tubería de líquido y una tubería de gas.

Es importante mencionar que cuando el sistema que se desea instalar se requiere a una altura de 760 m o superior se deben aplicar factores de corrección adecuados (Grimm & Rosaler, 1997). Por otro lado, Grimm menciona que, en el dimensionamiento de las tuberías, se debe tener principal cuidado con la línea de gas que se encuentra a altas temperaturas que la línea de líquido. Al igual que en cualquier sistema de tuberías, se debe considerar la existencia de pérdida de carga.

En el momento del diseño, Grimm recomienda una caída de temperatura equivalente de 1 °C, así como una velocidad máxima de 1.83 m/s para la línea del líquido. La complejidad para la línea del gas se debe a que la velocidad debe ser lo suficientemente alta para llevar el aceite al compresor y, a la vez, debe tener una pérdida de carga baja para reducir el tamaño y la capacidad requerida del compresor.

Las velocidades recomendadas según Grimm para las tuberías de gas se dividen en aspiración vertical y horizontal. Para el caso de aspiración horizontal 2.54 m/s como mínimo, y para el caso de aspiración vertical ascendente 5.08 m/s como mínimo. Otro aspecto que se debe tomar en consideración en las tuberías de refrigeración es el material. La selección adecuada depende de algunos aspectos como:

- a. Las propiedades del fluido
- b. La temperatura
- c. La presión
- d. La exposición a la oxidación o corrosión

4.9.4 Refrigerante

El funcionamiento de los sistemas de aire acondicionado requiere el uso de refrigerante. Según menciona Almiñana (2007), los refrigerantes:

Son sustancias capaces de absorber / liberar calor en el margen de temperaturas deseado mediante un cambio de fase: al pasar de fase líquida a la fase vapor se aporta energía, por consiguiente, el refrigerante absorbe calor del medio que lo rodea, mientras que al pasar de la fase de vapor a la líquida se libera energía, por consiguiente, cede el calor al medio que lo rodea (cap. 2)

Según menciona este autor, los refrigerantes “definitivos” corresponden al R-410A y al R-417A para equipos residenciales e industriales. La necesidad de seleccionar con detenimiento el refrigerante a utilizar para el sistema de aire acondicionado consiste en responsabilidad social y eficiencia del sistema que se va a implementar.

4.9.5 Compresor

Los compresores, según menciona Díez (2012), “son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión” (pág. 2). Existen tres principales tipos de compresores en la industria aplicados a los sistemas de acondicionamiento de aire que son: alternativo, tornillo y *scroll*. Sin importar el tipo seleccionado, todos realizan la misma función de ingresar un fluido a una presión P1 y descargarlo a una presión P2. Este trabajo es efectuado por medio de un motor eléctrico o una turbina de vapor (Díez, 2012).

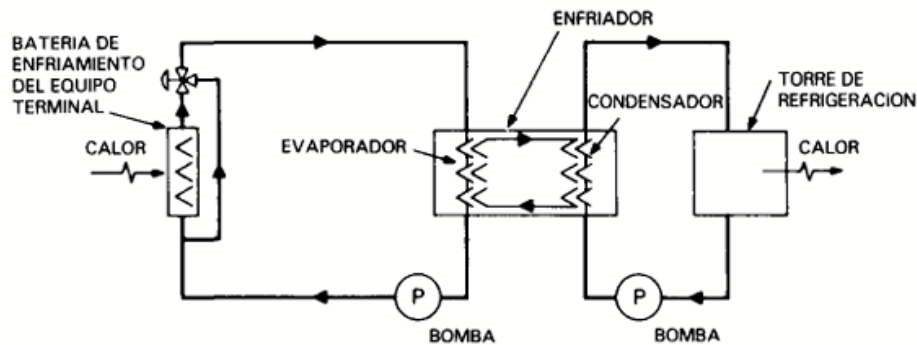
4.10 Sistemas de agua helada

Los sistemas de agua helada son aquellos que utilizan agua helada o caliente para el acondicionamiento del aire. Debido a las condiciones atmosféricas de Costa Rica, no se utilizan sistemas de calefacción, sino únicamente de enfriamiento. Este apartado se enfocará en los componentes y funcionamiento típico de estos sistemas de agua helada.

Según mencionan Grimm y Rosaler (1997) “un sistema de agua refrigerada funciona en combinación con equipos de tratamiento de aire o equipos de proceso para eliminar el calor generado dentro de un espacio o proceso acondicionado. (cap. 31) El sistema de agua helada consiste en que una o más baterías de enfriamiento recogen el calor y lo transfieren por conducción y convección al agua, que es conducida por tubería de conexión al lado del evaporador. Seguidamente, pasa por el serpentín del evaporador hacia el condensador, donde el calor es descargado a la atmósfera por el sistema de condensación. Por último, el agua vuelve a ingresar hacia las baterías y el proceso se repite continuamente.

El agua utilizada en estos sistemas es impulsada por medio de una o varias bombas, según se requiera. En la figura 7 se muestra un esquema de conexión típico de agua helada o refrigerada.

Figura 7. Esquema de conexión típico de un sistema por agua helada. Tomado de Wang (2000)



Para el control del caudal a los equipos terminales se utilizan válvulas de control modulantes de dos vías, las cuales se accionan por medio de una señal enviada por los termostatos situados en los espacios climatizados. Los sistemas de agua helada utilizan unidades condensadoras conocidas normalmente como *chiller*, los cuales se clasifican en dos principales grupos: condensadores enfriados por aire y condensadores enfriados por agua. En los siguientes apartados se explican las características de estos dos tipos.

4.10.1 Sistemas con condensador enfriado por aire

La diferencia a más destacable entre estos dos tipos de condensadores corresponde a la capacidad de enfriamiento. Aquellos que son enfriados por aire tienen una capacidad considerablemente menor que aquellos enfriados por agua. Según Trane (2012), la capacidad de enfriamiento de un chiller enfriado por aire se encuentra entre 7.5 ton – 500 ton.

Una de las ventajas de estos sistemas es que pueden operar en ambientes de temperaturas muy bajas sin presentar problemas de congelamiento. Los condensadores enfriados por agua requieren torres de enfriamiento y, dependiendo de la zona en la que estén instalados, pueden presentar problemas por las bajas temperaturas.

Por otro lado, el condensador enfriado por aire permite reducir los costos iniciales y de operación, pues no requieren torre de enfriamiento. Es importante considerar que al incluir un elemento más en un sistema mecánico, inmediatamente se convierte en un nuevo equipo que debe ser intervenido en los mantenimientos programados.

4.10.2 Condensador enfriado por agua

Este tipo de sistema recircula el agua a través de torres de enfriamiento para condensar el refrigerante. Un factor determinante para tomar una decisión sobre los sistemas de agua helada de condensador enfriado por agua o por aire corresponde al costo de instalación y mantenimiento de los sistemas, pues la ventaja que tiene el condensador enfriado por aire es que no requiere de un sistema tan complejo como la torre de enfriamiento.

Con respecto a la capacidad en toneladas de refrigeración para los sistemas enfriados por agua, Carrier (2005) recomienda utilizar estas unidades para casos de 500 toneladas o superiores de hasta 3000 toneladas. Por otro lado, los condensadores enfriados por agua tienen una vida útil, normalmente superior a los condensadores enfriados por aire; esto se debe a que los enfriados por aire se mantienen, por lo general, instalados en las zonas exteriores y esto ocasiona un mayor deterioro del equipo.

4.10.3 Torres de enfriamiento

Los sistemas de agua helada descritos anteriormente se utilizan, por lo general, para edificaciones donde se requiere entre 150 y 200 toneladas de refrigeración. De hecho, algunos consideran que para casos superiores a las 100 toneladas ya se puede contemplar adecuado un sistema por agua helada.

4.11 Sistemas de volumen variable

Los sistemas de volumen variable (por sus siglas en inglés VAV, Variable Volumen) operan mediante una variación en el flujo de suministro de aire, según la reducción de la carga demandada en cada uno de los recintos, con el fin de conservar las condiciones de confort climático (Wang, 2000). También son conocidos como VRV (Volumen de refrigerante variable) o, aún más preciso, estos sistemas son de “caudal de refrigerante variable” (Parcerisa & Fort, 2002).

Según Parcerisa y Fort (2002), el sistema VRV basa su funcionamiento en el motor del compresor, debido a que hace funcionar al compresor entre 20 y 100Hz; de esta forma, el compresor trabajará a mayor o menor capacidad según la información recibida del sistema de control. Así el compresor trabaja a menor potencia y el suministro de caudal de refrigerante del condensador al evaporador también es menor, según la carga demandada, lo que permite un mayor control de temperatura del recinto (Parcerisa & Fort, 2002).

El sistema de acondicionamiento de aire por VRV permite una independencia climática de cada sala que se desea suministrar con condiciones específicas. En consecuencia, cada unidad interior trabajará de forma independiente según los requerimientos solicitados por los sistemas de control como los termostatos.

Por otro lado, este tipo de operación del compresor permite reducir los desgastes debidos a arranque y pare continuos. En las otras tecnologías como expansión directa, el compresor inicia su funcionamiento según la demanda; es decir, cuando la temperatura del recinto llega a un valor dado, se envía la señal para que el compresor arranque y logre la temperatura de confort deseada, y seguidamente apaga el compresor.

4.11.1 Elección del sistema adecuado

Cuando se trata de elegir el sistema de volumen variable, se debe realizar un análisis comparativo de las principales marcas de acondicionamiento de aire y las características que ofrecen. Para el caso de VRV, existen dos principales aspectos que se deben tomar en consideración: la orientación de las salas a climatizar y el uso que se va a hacer de las mismas. Por ejemplo, algunas de las salas que se desean climatizar pueden tener baja o alta concurrencia durante el día, por lo que es importante seleccionar la unidad evaporadora adecuada para la demanda dada.

4.11.2 Ventajas e inconvenientes

- Consumo de potencia reducido por parte del motor del ventilador cuando se está ante una carga parcial y el flujo de suministro es menor.
- Mayor control individual.
- Reducción en los costos de construcción debido a que el diseño se realiza según un criterio de diversidad por zonas de carga en vez de un máximo de carga por zonas.
- Capacidad de controlar las demandas de cada zona de forma independiente.
- Conveniente cuando se requiere anticipar o prever una expansión del sistema de acondicionamiento de aire.
- Permite extensas longitudes de tuberías de refrigeración entre las unidades interiores y exteriores.

Por otro lado, los sistemas de VAV presentan las siguientes desventajas con respecto a los sistemas de flujo constante:

- Una inadecuada ventilación cuando se apaga o se reduce la velocidad del ventilador en caso de que se llegue al set point.
- Un sistema estructural y de control que requiere de mayores costos de diseño, operacionales y de mantenimiento (Wang, 2000).

4.12 Diseño de cuartos limpios

Se define un cuarto limpio como un recinto que cuenta con condiciones atmosféricas altamente controladas de agentes químicos y biológicos. Estos sistemas están compuestos usualmente por una unidad central y el sistema de tuberías de agua helada hacia las manejadoras de aire (Air Handling Units).

Los componentes descritos anteriormente corresponden a un sistema de agua helada como los que fueron estudiados en las secciones previas. La diferencia en el equipo para cumplir con las condiciones deseadas de cuarto limpio radica en el uso de filtros HEPA y ULPA, con el fin de remover los contaminantes (Wang, 2000).

4.12.1 Características de los cuartos limpios

Los cuartos limpios se utilizan, por lo general, en industrias farmacéuticas, aeroespaciales, médicas y laboratorios. Sin importar la aplicación, existen algunas características comunes de los sistemas de aire acondicionado para cuarto limpio que se mencionan a continuación:

- Debido a la complejidad del sistema, es común utilizar sistemas de agua helada para el suministro del aire acondicionado. El diseño contempla unidades centrales y manejadoras de aire.
- Un cuarto limpio requiere que la velocidad del aire sea provista a una velocidad específica, de esta forma, los sistemas de aire acondicionado para cuartos limpios son típicamente de volumen constante.

- Este tipo de sistemas se pueden utilizar en uno o varios recintos. siempre y cuando se pueda mantener una temperatura promedio en las zonas que se desean abastecer.
- Los cuartos limpios siempre están equipados con un equipo llamado Make Up Air (MUA) que se encarga de condicionar el aire exterior. Por otro lado, las Recirculating Air Unit (RAU) también son empleadas en estos sistemas; se encargan de recircular el aire, filtrarlo, enfriarlo y presurizarlo como una mezcla entre aire externo y el aire recirculado (Wang, 2000).

Cantidad de aire

La cantidad de aire limpio y condicionado a los cuartos limpios depende de la velocidad a la que se desea proveer el aire en el lugar de trabajo. Según ASHRAE (2009), no existe un valor de velocidad del aire especificado; sin embargo, es común utilizar en la práctica 90 fpm (0.45 m/s) para los cuartos limpios.

Emplear velocidades bajas en la velocidad del aire para aplicaciones de cuartos limpios permite mejorar los niveles de limpieza y purificación del aire.

Presurización

Los cuartos limpios mantienen una presión mayor que los demás recintos que lo rodean, esto con el fin de que las partículas exteriores no ingresen al recinto; de tal forma que se disminuya la infiltración y contaminación del espacio. Usualmente, se utilizan los siguientes valores de diferenciales de presión, según se indica en la tabla 1.

Tabla 1. Diferenciales de presión recomendados

	Diferencial de presión, in WC (Pa)
Entre cuartos limpios y espacios no limpios	0.05 (12.5)
Entre cuartos limpios y cuartos menos limpios	0.02-0.03 (5-7.5)

Fuente: Wang (2000).

Los diferenciales de presión rondan usualmente los valores de ± 0.01 y ± 0.03 . De esta forma, en el momento del diseño los recintos se categorizan como aquellos con presión positiva, cero y negativa. Dependiendo de la complejidad del diseño, se pueden considerar los recintos como más más o menos menos.

Temperatura y humedad relativa

Se desea una temperatura entre 66 – 68°F (18.9-20 °C). En los recintos clase 10 000 o clase 100 000 con menores restricciones se puede considerar una temperatura de 70-72°F (21.1-22.2 °C). Se permite una tolerancia de $\pm 2^\circ\text{F}$ (1.1 °C). Con respecto a la humedad relativa, se permite un valor de 45 ± 5 % HR.

4.12.2 Equipos de filtración y control de contaminación del aire

Como se mencionó anteriormente, la parte fundamental para el desarrollo del acondicionamiento del aire para un cuarto limpio consiste en la filtración y purificación del aire. Para el tratamiento del aire, existen equipos que se encargan de este proceso. De manera general, la depuración de los gases se divide en dos categorías, según el propósito del equipo:

- Filtros de aire: mecanismos que eliminan los contaminantes que entran o se recirculan en los edificios y plantas de procesos industriales. Usualmente, se les conoce bajo el término de *depuradores de aire* o simplemente *filtro*.

- Equipos de control de contaminación de aire: capturan los contaminantes emitidos por procesos industriales, para prevenir su emisión a la atmósfera. (Grimm & Rosaler, 1997)

4.13 Eficiencia energética

Los equipos de aire acondicionado tienen un alto consumo de energía debido a la aplicación que realizan y que, en los sistemas industriales, son equipos de gran capacidad de refrigeración y como consecuencia, alto consumo energético. Como toda máquina eléctrica, los equipos de aire acondicionado tienen una eficiencia energética característica.

Como es de suponer, la selección más deseable corresponde a la unidad que produzca mayor refrigeración con el menor consumo de potencia. Esto se puede medir con el factor de funcionamiento, llamado *Coficiente de Funcionamiento* (COP) (Pita, 2005). Según menciona Pita, esta relación está dada por:

$$COP = \frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Consumo equivalente de potencia del compresor}}$$

Ecuación 20. Coeficiente de funcionamiento.

De esta forma, cuanto mayor sea el número del Coeficiente de Funcionamiento, menor será la cantidad de energía necesaria para determinado proceso de refrigeración. Además, existe una medida semejante al COP que corresponde a la *Relación de Eficiencia Energética* (EER), la cual está definida de la siguiente forma:

$$EER = \frac{\text{Capacidad útil de enfriamiento en } \frac{BTU}{h}}{\text{Consumo de potencia en watts}}$$

Ecuación 21. Relación de eficiencia energética.

Según se observa, la EER es muy similar al COP descrito anteriormente. En la industria se utiliza usualmente el valor de EER y es una obligación por parte de los productores dar este valor

en la ficha técnica de los equipos. Los valores de EER se miden bajo un conjunto reglamentario de condiciones de temperatura, para que los equipos se puedan comparar.

Según menciona Orozco (2004) “las nuevas normas sobre eficiencia energética de equipos definen la relación de eficiencia energética como la relación entre la capacidad de enfriamiento y la potencia demandada (pág. 128). Este es un valor adimensional. También se utiliza el coeficiente SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio), el cual consiste en la capacidad total de enfriamiento bajo diferentes estaciones climatológicas. Debido a que Costa Rica no es

Existen otros coeficientes para medir la eficiencia energética que se adecuan mejor al funcionamiento real del equipo. Esto se debe a que el EER se mide cuando el equipo se encuentra trabajando al 100 % de su capacidad; no obstante, las unidades de aire acondicionado difícilmente operan a su máxima capacidad. Por ejemplo, es recurrente utilizar el IEER (Integrated Energy Efficiency Ratio) o el IPLV (Integrated Part Load Value).

El IEER es un valor mucho más aproximado a la eficiencia del equipo de aire acondicionado debido a que se calcula mediante la puesta en marcha de la unidad a diferentes cargas parciales (100 %, 75 %, 50 %, y 25 %) a temperaturas entre 65 – 95°F. Por otro lado, el IPLV o NPLV se utiliza típicamente para los sistemas de agua helada; es decir, para los *chillers*. Al igual que el IEER, es un coeficiente que se calcula con el equipo operando a cargas parciales, según las condiciones de AHRI Standard 550 / 590 tabla 3 (Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute AHRI, 2015).

4.14 Building Management System (BMS)

Un Building Management System (BMS) es una red centralizada por medio de un *software* que monitorea y controla las facilidades de una edificación como electricidad, luces, caudales por

tuberías, HVAC, entre otros. Este tipo de sistemas integran cuatro pilares fundamentales para las edificaciones que son:

1. Controlar las condiciones ambientales del edificio.
2. Operar los sistemas del edificio según la demanda de energía y la cantidad de personas.
3. Monitorear el desempeño correcto de cada uno de los sistemas.
4. Alertar sobre fallas cuando sea necesario.

(Control Solutions Inc, 2015)

4.14.1 Funcionamiento básico de un BMS

Sensores

Dispositivo que se encarga de medir valores específicos como temperatura, humedad, intensidad de luz u ocupación de personas.

Controles

Se encargan de tomar los datos enviados por los sensores y decidir cómo responder ante las situaciones que se presenten

Dispositivos de salida

Ejecutan los comandos enviados por los controles. Ejemplo de estos dispositivos son relays y actuadores.

Protocolos de comunicación

El lenguaje utilizado por los componentes del BMS. Uno de los más comunes en el mercado es el BACnet.

Interfaz de usuario

Pantalla en la que se le muestran al usuario las acciones o estados en los que se encuentra la edificación.

5 Desarrollo del proyecto

5.1 Recintos por acondicionar

Los recintos por acondicionar para el Instituto Nacional de Seguros de Jacó se muestran en la siguiente tabla. El edificio cuenta con dos niveles. Las áreas seleccionadas por acondicionar corresponden a un acuerdo por parte del interés del cliente y recomendaciones del diseñador.

Tabla 2. Recintos por acondicionar primer nivel.

Nivel	Numeración	Recinto	Área (m ²)
Primer nivel	1	Cuarto de operaciones RX	38
	2	Consultorio médico telemedicina	10
	3	Consultorio médico especialidades	10
	4	Cuarto telecomunicaciones	5,44
	5	Central de distribución	25
	6	Preparación y despacho de medicamentos	14
	7	Sala de espera 1	12,04
	8	Oficina de farmacéutico	7
	9	Bodega de medicamentos	12,69
	10	Cuarto eléctrico principal	7,25
	11	Yesos e inmovilizaciones	10,75
	12	Valoración antropométrica	6,25
	13	Sala de espera 2	50
	14	Pagos	17,98
	15	Archivo clínico	7,2
	16	Sala de espera 4	9,6
	17	Área de registro de notas	21,12
	18	Cubículo para procedimientos asépticos	19,5
	19	Inyectables	6,6
	20	Vacunatorio	6,9
	21	Material estéril	7,2
	22	Esterilización	6
	23	Cirugía menor	25
	24	Preparación cirugía	9
	25	Cuarto séptico	8,7
	26	Área de procesamiento séptico (infectada)	8,91
	27	Sala de espera 3	31

Nivel	Numeración	Recinto	Área (m ²)
	28	Plataforma	22,54
	29	Insumos	4,8
	30	Archivo	4,8
	31	Comedor	10,88
	32	Sala de juntas	12,25
	33	Jefatura	7,7
	34	Cajas	6,82
	35	Pasillo 1	38
	36	Pasillo 2	15
	37	Pasillo 3	10,5
	38	Pasillo 4	16,5
	39	Pasillo 5	12
	40	Pasillo 6	15
Total primer nivel			569,92

El segundo nivel de este edificio está diseñado para abarcar, principalmente, los casos de terapia física. La cantidad de recinto es mucho menos que en el primer nivel. Continuando con la numeración dispuesta para la tabla del primer nivel, los recintos por acondicionar serían los siguientes (tabla 3).

Tabla 3. Recintos por acondicionar segundo nivel.

Nivel	Numeración	Recinto	Área (m ²)
Segundo Nivel	41	Área terapeuta	100
	42	Vestidor de pacientes	4,5
	43	Centro de capacitación	12,5
	44	Sala de espera terapia física	19,74
	45	Cuarto eléctrico	8,4
	46	Cuarto telecomunicaciones N2	6,44
	47	Comedor empleados	24
	48	Consultoría terapia física	7,5
Total segundo nivel			183,08
Total ambos niveles			753

5.2 Condiciones exteriores

El Instituto Nacional de Seguros se ubicará en Jacó, Puntarenas. Las coordenadas geográficas corresponden a latitud 9°36'53" N y longitud 84°37'47" O. En Costa Rica existen dos

estaciones meteorológicas principales, seca y lluviosa, por lo que toman las condiciones ambientales en la época crítica, que corresponde a la época seca. La temperatura varía durante el año normalmente entre 25 °C a 33 °C, rara vez llega a 24 °C o menos de 35°C.

Algunos de los datos atmosféricos más importantes por considerar en el diseño de sistemas de aire acondicionado se muestran en la tabla 4; la humedad relativa, el mes más caluroso del año y la hora más caliente del día, entre otros.

Tabla 4. Condiciones atmosféricas Jacó. Fuente: Weather Spark (2019).

Temperatura		Mes más caluroso	Duración de época seca	Duración de época lluviosa	Hora más caliente del día	Humedad relativa (%)	Precipitación máxima
Min °C [°F]	Max °C [°F]						
25 [77]	33 [91,4]	Febrero	5,3 meses	9,4 meses	14:00	70	189 mm

Según indica Pita (2005), cuando no se conoce la temperatura interior del recinto por acondicionar, se asume que la temperatura es alrededor de 5°F inferior a la temperatura exterior. Para el presente caso, se asume entonces que la temperatura interior del edificio es de unos 86,4 °F.

Con respecto a la temperatura interior deseada, según ASHRAE (2009), la temperatura de confort térmica se encuentra de 68°F a 80°F. Para el diseño, se utilizará una temperatura de 73°F, debido a que se trata de un centro de salud y que, a la vez, no es recomendable que los pacientes sufran un gran cambio térmico al salir o ingresar al recinto. Finalmente, para el caso de la humedad relativa deseada, se utilizará la recomendación de ASHRAE la cual indica un valor de 50 % HR.

5.3 Paredes, techos y ventanas

La estructura arquitectónica del edificio es muy similar en casi todas las áreas por acondicionar respecto al grosor de pared y el tipo de ladrillo por utilizar. Además, las ventanas corresponden a un mismo modelo. Se toma en consideración una altura del suelo al techo de 3.5 metros.

Según el diseño y los materiales utilizados para las paredes, se utilizará un valor del coeficiente de transferencia de calor para las paredes exteriores correspondiente al caso de “Bloque de concreto pesado: bloque de 8in”. Para las paredes interiores, se utilizará “Bloque de 4in + espacio de aire o aislamiento”. Los valores correspondientes se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Coeficientes de transferencia de calor. Tomado de Pita (2005)

Coeficientes de transferencia de calor para paredes interiores, exteriores y techos		
Características arquitectónicas y físicas	U (BTU/(h-ft ² °F))	U (W/m ² *K)
Pared externa: Bloque de concreto pesado de 8in	0,402	2,28
Pared interna: Bloque de 4in + espacio de aire o aislamiento	0,263	1,49

Ahora bien, para el caso de las paredes exteriores se deben realizar algunas correcciones referentes a la orientación del edificio, latitud y zona horaria. Esto debido a que la carga térmica puede variar según la radiación emitida por el sol. Como se mencionó anteriormente en el marco teórico, el valor de DTCE se corrige según la hora y el tipo de pared seleccionada.

Para la pared exterior seleccionada que corresponde a tipo E, se emplean los valores de DTCE a las 14:00 horas pues esta es la temperatura más alta registrada para la zona en estudio. Por otro lado, en el caso del techo se puede estudiar para dos casos: el primer nivel que tiene un

diseño de concreto ligero de 8 in, y el techo del segundo nivel, que será construido por lámina de acero con aislamiento de 1 in. Los valores se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Factores de corrección para paredes exteriores. Tomado de Pita (2005)

Pared / Techo	DTCE °F [°C]	LM	K	TR °F [°C]	TO °F [°C]	F	DTCEe °F [°C]
Techo Nivel Inferior	25 [-3,8]	4	0.5	75,2 [24]	91 [33]	1	37,8 [2,7]
Techo Nivel superior	77 [25]	4	0.5	75,2 [24]	91 [33]	1	89,8 [32]
Muro Norte	13 [-11]	-3	1	75,2 [24]	91 [33]	1	18,8 [-7,2]
Muro Sur	24 [-4,4]	4	1	75,2 [24]	91 [33]	1	36,8 [2,7]
Muro Este	37 [2,7]	-1	1	75,2 [24]	91 [33]	1	44,8 [7,2]
Muro Oeste	14 [-10]	-1	1	75,2 [24]	91 [33]	1	21,8 [-5,5]

Por último, en cuanto a la ganancia de calor a través de vidrios, la selección del tipo de vidrio corresponde sencillo con sombreado interior y persianas venecianas. Seguidamente, se debe considerar la orientación del vidrio para definir el factor de carga de enfriamiento (FCE), el cual se considera en el caso más crítico, que es a las 14:00 horas y para pared pesada. El factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS) depende de la latitud y el mes. En este caso, se asume para el mes de febrero, que es el caso crítico bajo estudio.

5.4 Ganancia de calor debido a equipos

En la sección de anexos se muestran las tablas dispuestas en el *ASHRAE Fundamentals* para las aplicaciones médicas y de laboratorio, además de algunos equipos de uso común, como computadoras, *coffemaker*, impresoras, fax, monitores, entre otros. En la tabla 7 se muestran los valores de carga sensible y latente de algunos equipos que aplican para este diseño.

Tabla 7. Ganancia de calor debido a equipos. Tomado de ASHRAE (2013)

Equipo	Calor sensible (BTU /h)	Calor latente (BTU /h)	Calor Sensible (kW)	Calor latente (kW)
Anestesia	601,8	-		
Calentador para toallas	1 713,6	-	0,5	-
Medidor de presión sanguínea	112,2	-	0,03	-
Calentador de sangre	693,6	-	0,2	-
ECG / RESP	183,6	-	0,05	-
Histeroscopio	204	-	0,06	-
Microscopio	119	-	0,034	-
Pulso	71,4	-	0,02	-
X - Ray	1 815,6	-	0,53	-
Coffemaker	3 570	1540	1,046	0,45
Impresora	1 037	-	0,3	
Monitor	306	-	0,08	
Computadora	261,8	-	0,07	
Microondas	1 360	-	0,4	
Caja registradora	163,2	-	0,04	

Además, para algunos recintos donde no se puede conocer con certeza la cantidad de equipos instalados, se utiliza la estimación de ganancia de calor en equipos por área, por medio del factor $0.81 \text{ W} / \text{ft}^2$; esto según recomendación de ASHRAE (2013), utilizando el método de área. La tabla mostrada anteriormente, muestra únicamente algunos equipos comunes para este proyecto, sin embargo, existen otros más que se adjuntan en los anexos.

5.5 Ganancia de calor por alumbrado

Para la estimación de ganancia de calor por alumbrado se utiliza el “Building Area Method” descrito por ASHRAE (2013); el cual consiste en utilizar un valor de “Lighting Power Density” que está dado por W/ft^2 . Este factor varía según el tipo de aplicación del recinto.

Debido a que este proyecto corresponde a un centro de salud, se utiliza el valor de 1.2 W/ft² para definir la carga térmica por alumbrado. En el anexo 11 se muestra la tabla correspondiente a este método.

5.6 Ganancia de calor por personas

La ganancia de calor por personas depende de la función que se desarrolle en el recinto. Debido a que esta edificación corresponde a centro médico, se puede considerar la carga como trabajo ligero, pues el personal médico y pacientes deben trasladarse en el recinto para atender necesidades o urgencias; no necesariamente deben estar únicamente en estado de reposo.

El número de personas se define con respecto al espacio que se está estudiando. Por ejemplo, para el caso de las salas de espera podemos determinar la cantidad de personas según la cantidad de sillas designadas para cada usuario, en el escenario que el centro médico se encuentre en su máxima capacidad. Por otro lado, algunos casos como consultorios se puede determinar dos personas, el paciente y el médico correspondiente.

5.7 Carga de enfriamiento mediante el método de ASHRAE

Una vez definidas las ganancias de calor para cada uno de los recintos, se procede con el cálculo de la carga de enfriamiento teórica. En las tablas 8,9 y 10 se muestran los valores de calor sensible, latente y total para cada uno de los recintos, calculados mediante el método de ASHRAE.

Tabla 8. Cálculo de carga térmica mediante el método de ASHRAE.

Ítem	Nombre del Recinto	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)	RTHG (kW)
1	Cuarto de operaciones RX	16 042,5	1625	17 667,5	4,7	0,5	5,2
2	Consultorio médico telemedicina	5 796,5	975	6 771,5	1,7	0,3	2,0
3	Consultorio médico especialidades	5 796,5	975	6 771,5	1,7	0,3	2,0
4	Cuarto telecomunicaciones	3 614,8	650	4 264,8	1,1	0,2	1,2

Ítem	Nombre del Recinto	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)	RTHG (kW)
5	Central de distribución	16 378,9	975	17 353,9	4,8	0,3	5,1
6	Preparación y despacho de medicamentos	11 554,6	1300	12 854,6	3,4	0,4	3,8
7	Sala de espera 1	13 125,1	4875	18 000,1	3,8	1,4	5,3
8	Oficina de farmacéutico	10 609,1	650	11 259,1	3,1	0,2	3,3
9	Bodega de medicamentos	4 620,2	650	5 270,2	1,4	0,2	1,5
10	Cuarto eléctrico principal	12 966,1	650	13 616,1	3,8	0,2	4,0
11	Yesos e inmovilizaciones	9 027,4	1625	10 652,4	2,6	0,5	3,1
12	Valoración antropométrica	11 712,4	975	12 687,4	3,4	0,3	3,7
13	Sala de espera 2	23 288,3	8125	31 413,3	6,8	2,4	9,2
14	Pagos	10 406,6	1300	11 706,6	3,0	0,4	3,4
15	Archivo clínico	4 409,1	650	5 059,1	1,3	0,2	1,5
16	Sala de espera 4	9 744,1	3250	12 994,1	2,9	1,0	3,8
17	Área de registro de notas	9 128,8	975	10 103,8	2,7	0,3	3,0
18	Cubículo para procedimientos asépticos	18 516,6	1950	20 466,6	5,4	0,6	6,0
19	Inyectables	5 031,1	650	5 681,1	1,5	0,2	1,7
20	Vacunatorio	3 980,4	650	4 630,4	1,2	0,2	1,4
21	Material estéril	6 038,5	975	7 013,5	1,8	0,3	2,1
22	Esterilización	5 412,1	650	6 062,1	1,6	0,2	1,8
23	Cirugía menor	14 319,1	1950	16 269,1	4,2	0,6	4,8
24	Preparación cirugía	6 435,9	650	7 085,9	1,9	0,2	2,1
25	Cuarto séptico	7 142,5	650	7 792,5	2,1	0,2	2,3
26	Área de procesamiento séptico (infectada)	5 116,2	975	6 091,2	1,5	0,3	1,8
27	Sala de espera 3	21 225,5	7800	29 025,5	6,2	2,3	8,5
28	Plataforma	14 032,9	1950	15 982,9	4,1	0,6	4,7
29	Insumos	2 484,0	650	3 134,0	0,7	0,2	0,9
30	Archivo	2 484,0	650	3 134,0	0,7	0,2	0,9
31	Comedor	1 6750,5	8486	25 236,5	4,9	2,5	7,4
32	Sala de juntas	10 985,5	1950	12 935,5	3,2	0,6	3,8
33	Jefatura	4 158,4	975	5 133,4	1,2	0,3	1,5
34	Cajas	8 907,1	650	9 557,1	2,6	0,2	2,8
35	Pasillo 1	14 426,2	2600	17 026,2	4,2	0,8	5,0
36	Pasillo 2	7 219,8	2600	9 819,8	2,1	0,8	2,9
37	Pasillo 3	4 159,8	1300	5 459,8	1,2	0,4	1,6
38	Pasillo 4	7 740,7	1950	9 690,7	2,3	0,6	2,8
39	Pasillo 5	9 242,8	1950	11 192,8	2,7	0,6	3,3

Ítem	Nombre del Recinto	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)	RTHG (kW)
40	Pasillo 6	7 608,9	2600	10 208,9	2,2	0,8	3,0
41	Área terapeuta	56 498,1	4875	61 373,1	16,6	1,4	18,0
42	Vestidor de pacientes	1 928,8	325	2 253,8	0,6	0,1	0,7
43	Centro de capacitación	8 088,4	1950	10 038,4	2,4	0,6	2,9
44	Sala de espera terapia física	10 863,8	3250	14 113,8	3,2	1,0	4,1
45	Cuarto eléctrico	6 706,9	650	7 356,9	2,0	0,2	2,2
46	Cuarto telecomunicaciones N2	6 558,8	325	6 883,8	1,9	0,1	2,0
47	Comedor de empleados	25 300,6	10111	35 411,6	7,4	3,0	10,4
48	Consultoría terapia física	4 052,1	650	4 702,1	1,2	0,2	1,4

Si se realiza una sumatoria de la carga de enfriamiento total (esto es, calor sensible y latente) se obtiene una cantidad final de 49.93 toneladas de refrigeración.

5.8 Cálculo de carga térmica por Hourly Analysis Program (HAP)

Con el fin de comparar el estudio de carga térmica realizado de forma teórica, el *software* de Carrier, Hourly Analysis Program, permite simular cada uno de los recintos. Los valores reportados por el HAP se muestran en la tabla 9:

Tabla 9. Cálculo de carga térmica mediante software HAP

Ítem	Recinto	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)	RTHG (kW)
1	Cuarto de operaciones RX	15 314	2 239	1 7553	4,49	0,66	5,14
2	Consultorio médico telemedicina	5 656	1 304	6 960	1,66	0,38	2,04
3	Consultorio médico especialidades	5 656	1 304	6 960	1,66	0,38	2,04
4	Cuarto telecomunicaciones	6 620	913	7 533	1,94	0,27	2,21
5	Central de distribución	15 193	1 365	16 558	4,45	0,40	4,85
6	Preparación y despacho de medicamentos	11 017	1 718	12 735	3,23	0,50	3,73
7	Sala de espera 1	11 628	5 941	17 569	3,41	1,74	5,15
8	Oficina de farmacéutico	7 855	815	8 670	2,30	0,24	2,54
9	Bodega de medicamentos	4 258	398	4 656	1,25	0,12	1,36
10	Cuarto eléctrico principal	12 359	883	13 242	3,62	0,26	3,88
11	Yesos e inmovilizaciones	10 064	795	10 859	2,95	0,23	3,18

Ítem	Recinto	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RTHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)	RTHG (kW)
12	Valoración antropométrica	6 614	1 205	7 819	1,94	0,35	2,29
13	Sala de espera 2	20 519	9 771	30 290	6,01	2,86	8,88
14	Pagos	10 243	1 752	11 995	3,00	0,51	3,52
15	Archivo clínico	5 196	883	6 079	1,52	0,26	1,78
16	Sala de espera 4	8 836	3 713	12 549	2,59	1,09	3,68
17	Área de registro de notas	9 381	1 385	10 766	2,75	0,41	3,16
18	Cubículo para procedimientos asépticos	16 515	2 366	18 881	4,84	0,69	5,53
19	Inyectables	4 268	371	4 639	1,25	0,11	1,36
20	Vacunatorio	3 938	824	4 762	1,15	0,24	1,40
21	Material estéril	5 948	1 258	7 206	1,74	0,37	2,11
22	Esterilización	4 935	860	5 795	1,45	0,25	1,70
23	Cirugía menor	13 957	2 739	16 696	4,09	0,80	4,89
24	Preparación cirugía	7 324	925	8 249	2,15	0,27	2,42
25	Cuarto séptico	7 773	925	8 698	2,28	0,27	2,55
26	Área de procesamiento séptico (infectada)	5 060	1 296	6 356	1,48	0,38	1,86
27	Sala de espera 3	18 799	9 014	27 813	5,51	2,64	8,15
28	Plataforma	13 439	2 622	16 061	3,94	0,77	4,71
29	Insumos	2 825	872	3 697	0,83	0,26	1,08
30	Archivo	2 825	872	3 697	0,83	0,26	1,08
31	Comedor	15 576	4 473	20 049	4,56	1,31	5,88
32	Sala de juntas	9 698	2 632	12 330	2,84	0,77	3,61
33	Jefatura	4 063	1 272	5 335	1,19	0,37	1,56
34	Cajas	9 303	816	10 119	2,73	0,24	2,97
35	Pasillo 1	13 878	3 406	17 284	4,07	1,00	5,07
36	Pasillo 2	7 310	3 223	10 533	2,14	0,94	3,09
37	Pasillo 3	3 879	1 601	5 480	1,14	0,47	1,61
38	Pasillo 4	7 766	2 505	10 271	2,28	0,73	3,01
39	Pasillo 5	10 123	2 539	12 662	2,97	0,74	3,71
40	Pasillo 6	8 003	3 270	11 273	2,35	0,96	3,30
41	Área terapeuta	35 569	6 767	42 336	10,42	1,98	12,41
42	Vestidor de pacientes	1309	416	1 725	0,38	0,12	0,51
43	Centro de capacitación	7202	2 517	9 719	2,11	0,74	2,85
44	Sala de espera terapia física	7337	3 858	11 195	2,15	1,13	3,28
45	Cuarto eléctrico	6573	907	7 480	1,93	0,27	2,19
46	Cuarto telecomunicaciones N2	4801	377	5 178	1,41	0,11	1,52
47	Comedor de empleados	18389	3 864	22 253	5,39	1,13	6,52
48	Consultoría terapia física	2782	849	3 631	0,82	0,25	1,06

Si se realiza una sumatoria de la carga de enfriamiento total mediante el método de HAP, se obtiene un valor de 46.183 toneladas de refrigeración. Esto corresponde a un 7,5 % de error si se compara el método manual por ASHRAE y el método de HAP. Este es un valor aceptable de error entre ambos métodos.

5.9 Comparación de métodos para el cálculo de carga de enfriamiento

A continuación, se muestra en la tabla se presenta una comparación de la carga de enfriamiento en toneladas de refrigeración, utilizando el método manual de ASHRAE, HAP, y el método descrito en el apartado del marco teórico: método de BTU / ft²h.

Tabla 10. Comparación de métodos de carga de enfriamiento

Ítem	Recinto	Toneladas de refrigeración			kW		
		ASHRAE	HAP	AREA	ASHRAE	HAP	ÁREA
1	Cuarto de operaciones RX	1,5	1,5	2,2	5,18	5,14	7,80
2	Consultorio médico telemedicina	0,6	0,6	0,6	1,98	2,04	2,05
3	Consultorio médico especialidades	0,6	0,6	0,6	1,98	2,04	2,05
4	Cuarto telecomunicaciones	0,4	0,6	0,3	1,25	2,21	1,12
5	Central de distribución	1,4	1,4	1,5	5,09	4,85	5,13
6	Preparación y despacho de medicamentos	1,1	1,1	0,8	3,77	3,73	2,87
7	Sala de espera 1	1,5	1,5	0,7	5,28	5,15	2,47
8	Oficina de farmacéutico	0,9	0,7	0,4	3,30	2,54	1,44
9	Bodega de medicamentos	0,4	0,4	0,7	1,54	1,36	2,60
10	Cuarto eléctrico principal	1,1	1,1	0,4	3,99	3,88	1,49
11	Yesos e inmovilizaciones	0,9	0,9	0,6	3,12	3,18	2,21
12	Valoración antropométrica	1,1	0,7	0,4	3,72	2,29	1,28
13	Sala de espera 2	2,6	2,5	2,9	9,21	8,88	10,26
14	Pagos	1,0	1,0	1,0	3,43	3,52	3,69
15	Archivo clínico	0,4	0,5	0,4	1,48	1,78	1,48
16	Sala de espera 4	1,1	1,0	0,6	3,81	3,68	1,97
17	Área de registro de notas	0,8	0,9	1,2	2,96	3,16	4,33
18	Cubículo para procedimientos asépticos	1,7	1,6	1,1	6,00	5,53	4,00
19	Inyectables	0,5	0,4	0,4	1,66	1,36	1,35
20	Vacunatorio	0,4	0,4	0,4	1,36	1,40	1,42
21	Material estéril	0,6	0,6	0,4	2,06	2,11	1,48

Ítem	Recinto	Toneladas de refrigeración			kW		
		ASHRAE	HAP	AREA	ASHRAE	HAP	ÁREA
22	Esterilización	0,5	0,5	0,4	1,78	1,70	1,23
23	Cirugía menor	1,4	1,4	1,5	4,77	4,89	5,13
24	Preparación cirugía	0,6	0,7	0,5	2,08	2,42	1,85
25	Cuarto séptico	0,6	0,7	0,5	2,28	2,55	1,78
26	Área de procesamiento séptico (infectada)	0,5	0,5	0,5	1,79	1,86	1,83
27	Sala de espera 3	2,4	2,3	1,8	8,51	8,15	6,36
28	Plataforma	1,3	1,3	1,3	4,68	4,71	4,62
29	Insumos	0,3	0,3	0,3	0,92	1,08	0,98
30	Archivo	0,3	0,3	0,3	0,92	1,08	0,98
31	Comedor	2,1	1,7	0,6	7,40	5,88	2,23
32	Sala de juntas	1,1	1,0	0,7	3,79	3,61	2,51
33	Jefatura	0,4	0,4	0,4	1,50	1,56	1,58
34	Cajas	0,8	0,8	0,4	2,80	2,97	1,40
35	Pasillo 1	1,4	1,4	2,2	4,99	5,07	7,80
36	Pasillo 2	0,8	0,9	0,9	2,88	3,09	3,08
37	Pasillo 3	0,5	0,5	0,6	1,60	1,61	2,15
38	Pasillo 4	0,8	0,9	1,1	2,84	3,01	3,84
39	Pasillo 5	0,9	1,1	1,2	3,28	3,71	4,19
40	Pasillo 6	0,9	0,9	0,9	2,99	3,30	3,08
41	Área terapeuta	5,1	3,5	5,8	17,99	12,41	20,51
42	Vestidor de pacientes	0,2	0,1	0,3	0,66	0,51	0,92
43	Centro de capacitación	0,8	0,8	0,7	2,94	2,85	2,56
44	Sala de espera terapia física	1,2	0,9	1,2	4,14	3,28	4,05
45	Cuarto eléctrico	0,6	0,6	0,5	2,16	2,19	1,72
46	Cuarto telecomunicaciones N2	0,6	0,4	0,4	2,02	1,52	1,32
47	Comedor de empleados	3,0	1,9	1,4	10,38	6,52	4,92
48	Consultoría terapia física	0,4	0,3	0,4	1,38	1,06	1,54
Totales		49,9	46,2	44,543	175,61	162,42	156,65

De esta forma, el valor más alto de toneladas de refrigeración corresponde al cálculo manual por el método de ASHRAE. Una de las fuentes de error para el cálculo mediante el HAP puede ser la ubicación geográfica, pues la única región que está disponible para Costa Rica es San José, por lo que se deben hacer adaptaciones para la región de Jacó, Puntarenas.

5.10 *Carga de refrigeración*

En el apartado del marco teórico, se mencionó que adicional a la carga térmica debida a factores como paredes externas e internas, techo, ventanas, puertas, personas, equipos e iluminación, existe una carga llamada carga de refrigeración, en la cual se consideran aspectos como la ventilación por aire exterior o aire fresco de los ocupantes y la ganancia de calor a causa de los ventiladores y bombas del sistema de acondicionamiento de aire.

5.10.1 Ventilación de ocupantes

Por razones sanitarias y de confort se permite el ingreso de aire exterior. Este calor es tanto sensible como latente. Para definir esta carga, según ASHRAE 62.1, se deben conocer los cambios de aire mínimos que varía según el recinto que se tenga bajo estudio. Para realizar este cálculo, se procederá a usar el método de área recomendado por ASHRAE para las aplicaciones de hospitales. En los anexos se muestra la tabla correspondiente (ASHRAE 62.1, 2016).

Debido a que, en su mayoría, los recintos para el proyecto corresponden a consultorios, salas de espera, vestíbulos, entre otros, según ASHRAE 62.1, se recomienda un valor de 0,06 CFM / ft². Dado que las fórmulas aplican tanto para calor sensible y latente, se utiliza el área de cada recinto y se calcula según las fórmulas definidas en el apartado del marco teórico. De esta forma, el calor sensible debido a ventilación de personas corresponde a 8 568 BTU / h, mientras que el calor latente corresponde a 5 296,6 BTU / h. Esto es equivalente a 2,5 kW y 1,55 kW, respectivamente.

5.10.2 Calor desprendido por ventiladores

Según menciona Pita (2005) se recomienda para una presión de 1 pulgada de columna de agua agregar un 2.5% a la ganancia total de calor sensible. Tomando en consideración el calor

sensible calculado anteriormente, que corresponde a 510 204,9 BTU/h, un valor del 2.5% a esta carga sería de 12 755, 122 BTU/h, mientras que el calor latente se mantiene igual.

De esta forma, si se realiza la suma de los calores sensible y latente anteriores, junto con los valores del estudio de carga térmica, se obtiene un valor final de 522 960, 0172 BTU/h de calor sensible, 102 868,5788 BTU/h de calor latente y, por último, 625 828,596 BTU/h de calor total de enfriamiento; lo que es equivalente a 52.15 toneladas de refrigeración. La equivalencia de este valor a kW totales corresponde a 183,4 kW.

5.11 *Comparación entre sistemas de aire acondicionado*

Una vez definida la carga de enfriamiento para cada uno de los recintos, así como la carga total, se debe justificar la selección del sistema de acondicionamiento de aire. Para realizar esto, se debe tomar en cuenta aspectos como: capacidad en toneladas de refrigeración del equipo, tipos de tecnologías de enfriamiento, eficiencia energética de los equipos (EEER), inversión inicial, consumo eléctrico anual y costos de operación.

Ahora bien, con respecto a las tecnologías de aire acondicionado que se estudiará en este alcance, estas corresponden a: sistemas de agua helada con *chiller* enfriado por aire, sistemas de Volumen Variable (VRF), sistemas de expansión directa y sistemas de tecnología tipo inverter. El sistema de *chiller* enfriado por agua no será contemplado en este estudio, pues usualmente se utiliza para sistemas con cargas de 100 toneladas o superiores; así pues, debido a que la carga actual es cercana a las 50 toneladas, este sistema se descarta.

A continuación, se muestra una tabla comparativa de cada tecnología, costo inicial y costo por tonelada de refrigeración. La cantidad de toneladas se aproximó en la medida de lo posible a

45 ton, debido a que la unidad condensadora se selecciona al 85 % de la capacidad debido a un factor de diversidad, según la normativa de AHSRAE.

Tabla 11. Costo por tonelada de refrigeración según tecnología de A/C. Tomado de Climatisa

Ítem	Sistema	Costo por tonelada (\$ / ton)	TON	Inversión inicial (\$)
1	VRF	2900	44	\$127.600,00
2	Agua helada	3400	44	\$149.600,00
3	Expansión directa: Tipo paquete	2700	44	\$118.800,00
4	Expansión directa tipo Mini Split	1400	44	\$61.600,00

Seguidamente, se realiza una comparación de las relaciones de eficiencia energética IEER o IPLV según corresponda; para cada uno de los sistemas anteriores. Por medio del este valor y de la capacidad de enfriamiento en BTU / h se puede aproximar el consumo de potencia de entrada por parte del equipo. Esta información se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 12. Eficiencia de diferentes tecnologías de A/C.

Ítem	Sistema	Unidad condensadora	Marca	Modelo	Capacidad (Tons)	Cantidad requerida	IEER o IPLV (BTU/Wh)	EER (BTU/Wh)	kW @IEER	kW @EER
1	VRF	Condensador VRF	SAMSUNG	AM336JXVAFH2AA	28	1	17,5	9,5	19,200	35,368
				AM192HXVAFH2AA	16	1	18,7	10,6	10,267	18,113
2	Agua helada	Chiller	YORK	YCAL00552EE17XEBSDTX	47,64	1	15,15	11,5	37,735	49,711
3	Expansión directa tipo paquete	Condensador ED	LENNOX	SCC240H4M	20	1	16,8	12,6	14,286	19,048
				SCC240H4M	20	1	16,8	12,6	14,286	19,048
4	Expansión directa tipo mini Split	Condensador ED	LENNOX	LI018CO-160P432	1,5	15	-	10	-	18,000
				LI024CO-160P432	2	10	-	10	-	24,000

La tabla anterior muestra un valor estimado de kW por cada una de las unidades condensadoras requeridas, según los criterios de diseño que se estimaron por medio del estudio de carga térmica. En la tabla 12 se muestran los valores de consumo calculados tanto con respecto al EER como al IEER. Como se explicó anteriormente, lo más acertado es considerar el valor del IEER, pues los equipos de aire acondicionado operan usualmente a una capacidad inferior al 100%.

Ahora bien, una vez que se tiene el dato de los kW que consumen las unidades, se debe obtener el valor de kW totales que consumen las condensadoras, debido a que en algunos casos las condensadoras deben trabajar en tipo módulo. Seguidamente, se puede obtener el consumo de kWh por año y, de esta forma, hacer un estimado del consumo eléctrico que representa instalar cada uno de los sistemas en comparación.

Tabla 13. Consumo energético según tecnología de A/C

Ítem	Sistema	Unidad condensadora	Marca	Modelo	kW @IEER	kW @EER	kW Totales	kWh / año
1	VRF	Condensador VRF	SAMSUNG	AM336JXVAFH2AA	19,20	35,37	29,47	56 577,36
				AM192HXVAFH2AA	10,27	18,11		
2	Agua helada	Chiller	YORK	YCAL00552EE17XEBSDTX	37,73	49,71	37,73	72 450,53
3	Expansión directa tipo paquete	Condensador ED	LENNOX	SCC240H4M	14,29	19,05	28,40	54 865,37
				SCC240H4M	14,29	19,05		
4	Expansión directa tipo minisplit	Condensador ED	LENNOX	LI018CO-160P432	-	18,00	42,00	80 640
				LI024CO-160P432	-	24,00		

Seguidamente, se debe realizar un análisis del consumo eléctrico en dólares de cada una de las condensadoras si los equipos trabajan durante un año completo. Esto con el fin de estimar los costos de operación del equipo durante un año.

Tabla 14. Consumo eléctrico en dólares según tecnología de A/C

Ítem	Modelo	kW @IEER	kW @EER	kW Totales	kWh / año	kWh/año ¢	kW/año¢	Consumo eléctrico ¢	Consumo eléctrico \$
1	AM336JX VAFH2AA	19.20	35.37	29.47	56577.3	5802289	4200222,5	¢10 002 512,2	\$16 185,29
	AM192HX VAFH2AA	10.27	18.11						
2	YCAL0055 2EE17XEB SDTX	37.73	49.71	37.73	72450.5	6942935	5378623,5	¢12 321 558,9	\$19 937,79
3	SCC240H4 M	14.29	19.05	28.58	54865.37	5679265	4073126,3	¢9 752 391,9	\$15 780,6
	SCC240H4 M	14.12	19.05						
4	LI018CO-160P432	-	18.00	42.00	80640	7531430	5986597,6	¢13 518 028	21 873,83
	LI024CO-160P432	-	24.00						

Para tomar la decisión final de cuál es el mejor sistema de aire acondicionado para el Instituto Nacional de Seguros de Jacó, en la tabla 15 se muestran los costos de inversión inicial, costos de mantenimiento y costos de operación del equipo durante un año.

Tabla 15. Cálculo de inversión inicial, costos operativos y mantenimiento según tecnología de A/C

Sistema	VRF	Agua helada	Expansión directa tipo paquete	Expansión directa tipo minisplit
Inversión inicial	\$ 127,600.00	\$ 149,600.00	\$ 118,800.00	\$ 61,600.00
Costos de operación	\$ 16,185.29	\$ 19,937.79	\$ 15,780.60	\$ 21,873.83
Costos de mantenimiento	\$ 16,250.00	\$ 18,500.00	\$ 17,350.00	\$ 25,567.00
Valor final	\$ 160,035.29	\$ 188,037.79	\$ 151,930.60	\$ 109,040.83

De esta forma, se obtiene el valor final en dólares requerido, al transcurso de un año tras instalar y poner en marcha cada una de las tecnologías de aire acondicionado. El sistema con el

menor impacto económico es la expansión directa tipo paquete; sin embargo, se debe destacar que las unidades de este tipo que se compararon suman una cantidad en toneladas de refrigeración inferior a la requerida (40 ton versus 44 tons).

Por otro lado, las unidades condensadoras del VRF y agua helada, al tener mayor cantidad de toneladas de refrigeración, tendrán un mayor consumo eléctrico respecto al sistema de expansión directa tipo paquete y minisplit. En cuanto a la eficiencia energética, el sistema VRF es la tecnología con mayor IEER, de esta forma, tiene el menor consumo eléctrico.

Si se tuviese una unidad condensadora tipo paquete de iguales condiciones; es decir, de 44 toneladas, bajo el mismo estándar de eficiencia, el consumo eléctrico del equipo sería de aproximadamente \$17 000, un valor neto de \$1 000 más que el sistema por Volumen Variable (VAV).

El sistema tipo expansión directa por minisplits se descarta a pesar de ser la más económica, debido a que la cantidad de unidades condensadoras es superior a cuarenta y en el techo no hay espacio suficiente para colocar todos de manera segura. Además, este tipo de unidades tienen restricciones en la longitud máxima permitida entre la condensadora y el evaporador; debido a la extensión estructural del proyecto, las distancias son superiores al límite permitido.

Con respecto al sistema de expansión directa tipo paquete, este posee una desventaja considerable en comparación con el sistema tipo VRF y agua helada y es la gran cantidad de ductos requeridos para abastecer todas las zonas. Desde el punto de vista constructivo, esto dificulta la instalación adecuada para el espacio disponible en el entretecho, considerando que se deben acondicionar dos niveles con carga térmica muy diversa una respecto de la otra.

El sistema por agua helada es la tecnología con mayor costo por inversión inicial; adicionalmente, el consumo eléctrico del *chiller* es elevado, por lo que los costos de operación, a su vez, son elevados. De esta forma, el acondicionamiento de aire por agua helada se descarta por ser la de mayor costo en un año y que al tener un costo operativo y de mantenimiento también mayor, no podrá recuperar la inversión inicial a través de los años; más bien elevar la carga económica.

Por último, la tecnología de volumen variable (VRF) es la que contiene el conjunto de unidades condensadoras con la relación de eficiencia más elevada de todas. Esto permite reducir los costos operativos, pues el costo de consumo eléctrico es inferior. Además, la versatilidad de las unidades con diferentes capacidades se adapta mejor según el estudio de carga térmica para los recintos que poseen altas y bajas capacidades de enfriamiento.

Según el análisis detallado anteriormente, la tecnología de aire acondicionado por VRF es la opción más viable para este proyecto, debido a su alta eficiencia e inversión inicial razonable, en comparación con otras tecnologías. Por otro lado, es un sistema más versátil, a diferencia de la expansión directa tipo paquete.

5.12 *Selección de equipos*

5.14.1 Unidades interiores y exteriores sistema de volumen variable

Con base en el estudio realizado en la sección anterior, se procede con el diseño del sistema de acondicionamiento de aire por volumen variable. Para realizar este diseño, se utilizará el *software* DVMS Pro de Samsung, el cual permite simular, según las cargas térmicas dadas de cada recinto, la disposición de las unidades evaporadoras y una selección de la unidad condensadora según demanda dada.

Según las facilidades del *software*, se implementará el uso de unidades tipo una vía, cuatro vías y fan – coil. La selección de cada una de las unidades depende de la demanda necesaria, así como el tipo de aplicación y el área del recinto. Utilizar los equipos tipo fan – coil permite abastecer áreas grandes por medio de ductos. Esto tiene como beneficios reducir la cantidad de unidades evaporadoras en el sistema, lo que eventualmente representará menos equipos que dar mantenimiento y reducir los costos a futuro.

Por otro lado, una de las desventajas de este tipo de unidades es que es recomendable para áreas comunes extensas, pues no es posible tener un control centralizado de cada zona no es posible, pues existe un único control para cada fan coil (termostato).

Debido a la arquitectura del edificio, el diseño se dividirá en tres grandes sistemas, según la ubicación de la losa en el segundo nivel que permite la instalación adecuada de las unidades condensadoras. De esta forma, los ramales de tuberías de refrigeración que viajan desde las unidades condensadoras hasta las unidades evaporadoras en el interior del edificio viajarán desde la losa hasta cada aposento. El diseño se dividirá en el primer nivel ala izquierda, primer nivel ala derecha y el segundo nivel. Esto para equiparar la distribución de cargas y reducir la longitud de las tuberías de refrigeración, pues el proveedor advierte sobre restricciones respecto a la longitud de estas.

Según Samsung, la distancia máxima permitida desde las unidades en el exterior hasta la última unidad en el interior es de 200 metros, la longitud máxima de tubería es de 1 000 metros y la distancia de la primera bifurcación hasta la última unidad evaporadora debe ser inferior a 45 metros. Por último, existe una recomendación por parte del proveedor respecto a que la distancia de la condensadora hasta la última unidad evaporadora menos la distancia de la unidad condensadora a la primera unidad evaporadora debe ser inferior o igual a 45 metros.

Por medio del *software* DVMS Pro de Samsung, se realiza una simulación para cada sección de la edificación según lo mencionado anteriormente; de esta forma, se puede obtener una lista completa de unidades interiores y exteriores requeridas. A continuación, se muestra una lista de los equipos requeridos para el primer nivel ala izquierda.

Tabla 16. Unidades interiores para UC-01. Tomado de DVMS Pro Samsung.

ETIQ	Room	Sum of capacity				Model	Nominal capacity				
		Cooling		Cooling		Heating	MODEL	QTY	Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
		kW	kW	kW	kW	kW			kW	kW	kW
UE-01	Pasillos 1-2	7,9	6,3	8,8	6,7	10	AM030FNMDCH/AA	1	8,8	6,7	10
UE-02	Inyec- vacunato – proc. sépticos	9	8,1	10,6	8,1	11,7	AM036KNMDCH/AZ	1	10,6	8,1	11,7
UE-03	Sala de espera 4	3,8	2,8	5,3	3,7	5,9	AM018FN4DCH/AA	1	5,3	3,7	5,9
UE-04	Registro de notas	3	2,7	3,5	2,7	4	AM012FNNDCH/AA	1	3,5	2,7	4
UE-05	Sala de espera 2	9,2	6,8	10,6	7,3	11,7	AM018FN4DCH/AA	2	5,3	3,7	5,9
UE-06	Archivo - Pagos	5,2	4,3	7	5,4	7,9	AM024KNMDCH/AZ	1	7	5,4	7,9
UE-07	Yesos e in - valoración	6,8	6,1	8,8	6,7	10	AM030FNMDCH/AA	1	8,8	6,7	10
UE-08	Especialidades	2	1,7	2,8	1,9	3,1	AM009FN1DCH/AA	1	2,8	1,9	3,1

ETIQ	Room	Sum of capacity				Model	Nominal capacity				
		Cooling		Cooling		Heating	MODEL	QTY	Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
UE-09	Telemedicina	2	1,7	2,8	1,9	3,1	AM009FN1DCH/AA	1	2,8	1,9	3,1
UE-10	Operaciones RX	5,2	4,7	7	5,4	7,9	AM024KNMDCH/AZ	1	7	5,4	7,9
UE-11	Eléctrico principal	4	3,8	5,6	0	6,3	AM056FN1DEH/TL	1	5,6	0	6,3
UE-12	Central distribución – farmacia - espera	19	16,5	22,5	17	25	AM076FNHDCH/AA	1	22,5	17	25
UE-13	Telecomunicaciones	1,3	1,1	2,2	1,5	2,5	AM007FN1DCH/AA	1	2,2	1,5	2,5

Unidades exteriores para primer nivel ala izquierda

Tabla 17. Unidad condensadora UC-01. Tomado de DVM Pro Samsung.

Model	Nominal capacity	Combi. ratio			
		Cooling	Cooling	Cooling	Heating
		TC	TC		
-	-	BTU/h	kW	%	%
Primer nivel ala izquierda	AM288FXVAFH2AA	288 000	84,4	124	

Unidades interiores para primer nivel ala derecha

Tabla 18. Unidades interiores para UC-02. Tomado de DVM Pro Samsung.

	Room	Sum of capacity					Model	Qty	Nominal capacity		
		Cooling		Cooling		Heating			Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
		kW	kW	kW	kW	kW		Kw	kW	kW	
UE-14	Pasillo 3-4-5	7,7	6,2	8,8	6,7	10	AM030FNMDCH/AA	1	8,8	6,7	10
UE-15	Preparación de cirugía	2,1	1,9	2,8	2	3,1	AM009FNNDCH/AA	1	2,8	2	3,1
UE-16	Material est y esterilización	3,8	3,4	5,3	4	5,9	AM018KNMDCH/AZ	1	5,3	4	5,9
UE-17	Cuarto séptico	2,3	2,1	3,5	2,5	4	AM012FN1DCH/AA	1	3,5	2,5	4
UE-18	Proce. Séptico	1,8	1,5	2,8	1,9	3,1	AM009FN1DCH/AA	1	2,8	1,9	3,1
UE-19	Sala de espera 3	8,5	6,2	10,6	7,3	11,7	AM018FN4DCH/AA	2	5,3	3,7	5,9
UE-20	Plataforma	4,7	4,1	8,8	6,2	10	AM030FN4DCH/AA	1	8,8	6,2	10
UE-21	Jefatura - cajas - pasillo 6	7,3	6,1	8,8	6,7	10	AM030FNMDCH/AA	1	8,8	6,2	10

	Room	Sum of capacity					Model	Qty	Nominal capacity		
		Cooling		Cooling		Heating			Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
		kW	kW	kW	kW	kW		Kw	kW	kW	
UE-22	Sala de juntas	3,8	3,2	5,3	3,7	5,9	AM018FN4DCH/AA	1	5,3	3,7	5,9
UE-23	Comedor	7,4	4,9	8,8	6,2	10	AM030FN4DCH/AA	1	8,8	6,2	10
UE-24	Archivo	0,9	0,7	2,2	1,5	2,5	AM007FN1DCH/AA	1	2,2	1,5	2,5
UE-25	Insumos	0,9	0,7	2,2	1,5	2,5	AM007FN1DCH/AA	1	2,2	1,5	2,5

Unidad exterior para primer nivel ala derecha

Tabla 19. Unidad condensadora UC-02. Tomado de DVM Pro Samsung

Model	Nominal capacity	Combi. ratio			
		Cooling	Cooling	Cooling	Heating
		TC	TC		
-	-	BTU/h	kW	%	%
Primer nivel ala derecha	AM192HXVAFH/AA	192 000	56,2	129	

Unidades interiores para segundo nivel

Tabla 20. Unidades interiores para UC-03. Tomado de DVM Pro Samsung.

Item	Room	Sum of capacity					Model	QT Y	Nominal capacity		
		Cooling		Cooling		Heating			Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
		kW	kW	kW	kW	kW		kW	kW	kW	
UE-26	Comedor empleado	10,4	7,4	14,1	9,6	15,8	AM048FN4DCH/AA	1	14,1	9,6	15,8
UE-27	Cuarto eléctrico	2,2	2	3,5	2,5	4	AM012FN1DCH/AA	1	3,5	2,5	4
UE-28	Telecomu- nicaciones	2	1,9	3,5	2,5	4	AM012FN1DCH/AA	1	3,5	2,5	4
UE-29	Sala de espera terapia física	4,1	3,2	8,8	6,2	10	AM030FN4DCH/AA	1	8,8	6,2	10

Item	Room	Sum of capacity					Model	QTY	Nominal capacity		
		Cooling		Cooling		Heating			Cooling		Heating
		TC	SHC	TC	SHC	TC			TC	SHC	TC
		kW	kW	kW	kW	kW			kW	kW	kW
UE-30	Consultorio terapia	1,4	1,2	2,2	1,5	2,5	AM007FN1DCH/AA	1	2,2	1,5	2,5
UE-32	Capacitación	2,9	2,4	3,5	2,7	4	AM012FNNDCH/AA	1	3,5	2,7	4
UE-33	Vestidor	0,7	0,6	1,5	1	1,8	AM005KNNDCH/A A	1	1,5	1	1,8
UE-34	Área de terapia	18	16.6	22.5	17	25	AM076FNHDCH/AA	1	22,5	17	25

Unidades exteriores para segundo nivel

Tabla 21. Unidad condensadora UC-03. Tomado de DVM Pro Samsung

Model	Nominal capacity	Combi. ratio			
		Cooling	Cooling	Cooling	Heating
		TC	TC		
-	-	BTU/h	kW	%	%
Segundo nivel	AM168HXVAFH/AA	168 000	49	127	

De esta forma, el diseño final del sistema por volumen variable consistirá en un total de cuatro unidades condensadoras que se ubicarán en la losa del segundo piso. El total de unidades evaporadoras corresponde a 35, tanto para el primero como el segundo nivel. Las unidades evaporadoras varían entre tipo una vía, cuatro vías y fan – coil.

5.14.2 Equipo para cuarto de cirugía menor

Por otro lado, se debe seleccionar el equipo tipo paquete que se utilizará para el cuarto de cirugía menor, que requiere un proceso adecuado de filtración y renovación del aire por el tipo de aplicación y procedimientos que se realizan. Para definir el tema de la calidad del filtro requerido, así como la clasificación del cuarto de cirugía menor, se utilizará la norma de ASHRAE para el diseño de hospitales y clínicas. En el apartado 8.3 de esta norma se discute acerca de los cuartos de operación en hospitales y el proceso de cambios de aire que requiere.

Según ASHRAE, la mayor importancia de los cuartos de cirugía es minimizar infecciones, conservar el confort en las personas que operan y en el paciente. Los cambios de aire por hora recomendados por ASHRAE para cuartos de cirugía corresponde a 20, incluyendo cuatro cambios de aire por hora correspondiente a aire exterior (American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers , 2013).

El diseño de los ductos de aire acondicionado debe realizarse con una pérdida de 0.01 in of wáter y con un caudal de 200-400 cfm (94-189 l/s). Usualmente, los diseños de cuartos para intervención quirúrgica utilizan un filtro MERV 14. La selección del equipo se realiza con base en la cantidad de cambios de aire y no con base en la carga térmica del recinto.

Según la tabla 8.2 de ASHRAE, para el diseño de hospitales y clínicas, el cuarto de cirugía corresponde a clase A, pues es para una aplicación de cirugía menor donde se aplica anestesia local, pero sin sedar previamente al paciente. Para este caso, ASHRAE recomienda el uso de un único banco de filtro MERV 13 o superior. Se decide para este diseño utilizar un MERV 14 (American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers , 2013).

En el anexo 13 se pueden observar las tablas según ASHRAE en las que se especifica la cantidad de filtros que se requieren para la ocupación, así como los cambios de aire recomendados para una sala de cirugía clase A. En 3-3 de ASHRAE se muestran los valores de ventilación recomendados según la aplicación. Para el caso de un cuarto de cirugía clase A, se requiere:

Tabla 22. Requerimientos para cirugía clase A. Tomado de ASHRAE (2013)

Función del espacio	Relación de presión	Mínimo ACH	Total de ACH	Aire total expulsado	Recirculación del aire permitido	HR %	Temperatura de diseño °F/°C)
Clase A	Positiva	3	15	N/R	No	20-60	70-75/21-24

De esta forma, para la aplicación de clase de cirugía Clase A debe cumplir con una cantidad de cambios de aire establecida. Si se divide la cantidad de cambios de aire por hora mínimos entre la cantidad de cambios de aire por hora totales, se obtiene un valor de 20 % de aire fresco necesario para esta aplicación.

Ahora bien, se debe seleccionar una unidad tipo paquete que cumpla con la carga térmica del recinto y con el porcentaje de aire fresco. Adicionalmente, se debe seleccionar un filtro de eficiencia MERV 13 o superior para alcanzar los valores deseados. El equipo tipo paquete

seleccionado corresponde al Trane TZC036E / 208-230 / 3 / 60Hz, con una eficiencia SEER 20.1. Este equipo cuenta con un *dampers* motorizado que permite regular la entrada de aire fresco desde 0 % hasta 50%.

Con el fin de garantizar un mejor resultado de filtración de partículas y tomando en consideración que colocar el filtro HEPA en el equipo no garantiza completamente que el aire esté completamente limpio, debido a que existe la posibilidad de que los ductos estén sucios, se tomó la decisión de colocar los difusores con filtro HEPA terminales.

Estos difusores cuentan con certificación UL, pueden filtrar partículas de 0.3 micrómetros inclusive, pues tienen 99.99% de eficiencia. Asimismo, posee un *blower* para vencer la caída de presión debido al filtro y tiene un nivel de sonido aproximado de 45dBA, a una velocidad de salida de 0.46 m/s. Esta velocidad es la recomendada, según ASHRAE, para clínicas y hospitales en cuanto al diseño de los difusores para garantizar un flujo laminar. Por último, el retorno de este cuarto de cirugía menor se ubica en las partes inferiores de las paredes, a 30 cm del nivel del suelo.

5.14.3 Extractores de baños

El diseño del sistema de ventilación mecánica se basará en las recomendaciones del Fan Fundamentals de Greenheck. Según se menciona en este documento, para el diseño de sistemas de ventilación se debe tomar en consideración la aplicación del recinto por ventilar, el volumen del recinto, la cantidad de cambios de aire por hora, la pérdida de presión estática y la distancia del ducto, en caso de que lo requiera (Greenheck, 2010).

A continuación, se ejemplifica la selección del extractor Ex-01 según los planos mecánicos para este proyecto. En este caso, se desea extraer aire de los dos servicios sanitarios. El área de

cada baño es de aproximadamente 3,42 m² y la altura del recinto es de 2.75m. El volumen del recinto en pies cúbicos es de 331,96 ft³. Esto corresponde al área por cada baño.

$$cfm = \frac{(331.96 \text{ ft}^3) * (2)}{3 \text{ min/cambio}} = 222 \text{ CFM} = 105 \text{ L/s}$$

Ecuación 22. Cálculo para extracción de baños.

El valor de cambios de aire por minuto es una recomendación según Greenheck y un criterio por parte del diseñador. En este proyecto, se utilizará 3 min por cada cambio de aire en los baños. Una vez que se tiene la cantidad de aire necesario, se procede a seleccionar el extractor en los catálogos de Greenheck.

En los anexos se muestran los cálculos y selección de los demás extractores según aplica. Para este caso, se selecciona un modelo G-065-VG. La designación VG corresponde al motor Vari Green de esta marca, que es un motor de alta eficiencia, el cual posee un potenciómetro que regula la velocidad de giro de motor y la potencia según la demanda del caso. La pérdida por presión estática recomendada para la ventilación de baños por parte de Greenheck corresponde a 0.2 in wg. La siguiente tabla muestra los demás extractores seleccionados.

Tabla 23. Lista de extractores seleccionados

EX	Modelo
1	G-065-VG
2	AE-10-420-A8
3	G-070-VG
4	AE-10-420-A8
5	G-098-VG

:

Todos los extractores corresponden a modelos de Greenheck, con certificación UL y motor Vari Green, que cuentan con protección térmica incluida. Según el Fan Fundamentals de Greenheck, se recomienda un valor de 51-67 dBa (Greenheck, 2010).

5.13 *Dimensionamiento de ductos de suministro, retorno y extracción*

Para el caso del sistema de acondicionamiento de aire, como se mostró anteriormente, algunas unidades son tipo Fan Coil, por lo que requieren de ducto de suministro y retorno para acondicionar las áreas comunes según los planos mecánicos. De esta forma, para el diseño de los ductos se utilizó el método por pérdida de presión estática. Lo primero que se debe tener en consideración es el caudal de cada unidad fan coil para saber la velocidad a la que viajará el aire. Carrier (2009) posee un documento (*Handbook*) con recomendaciones para las dimensiones de los ductos, como se mencionó en el apartado del marco teórico 4.9.2.

En el apartado de anexos se adjuntan las tablas con recomendaciones por parte de Carrier para el diseño de ductos. Primeramente, con el caudal se puede seleccionar un tamaño para el ducto redondo; luego, se hace una corrección por fricción, pues se estima que la pérdida debe ser de 0.1 in wg para los ductos de suministro.

Adicionalmente, se debe considerar que los accesorios o figuras producen pérdidas considerables, como el caso de acoples a unidades, cuellos, ducto flexible entre otros. De igual forma, en el anexo 16 se adjuntan estas pérdidas y los valores considerados.

Con respecto al material seleccionado para los ductos de aire acondicionado, se utilizó lámina tipo P3 para los ductos de suministro y retorno de aire. En el caso del cuarto de cirugía menor, se utiliza lámina tipo P3 con la solución autolimpiante P3 ductal Careplus, que asegura la eliminación del polvo durante las etapas constructivas. Por último, los ductos para ventilación mecánica se dimensionaron con lámina en acero galvanizado, debido al tipo de aplicación y la pérdida asociada a los ductos cuando se requieren para extracción o ventilación mecánica.

A continuación, se muestra una tabla resumen de las unidades tipo fan coil y el paquete con las dimensiones de ductos por ramal, según corresponda. Además, se muestra una tabla con

las cantidades totales de pérdida por presión estática en cada equipo. Por último, se adjuntan las dimensiones para los ductos de extracción mecánica en acero galvanizado.

Tabla 24. Dimensiones de ducto según unidad evaporadora

Unidad interior	Ramal	Caudal (CFM)	Caudal (L/s)	Dimensiones (in x in)	Dimensiones (cm x cm)
UE-02	Ramal principal	1200	566,3	16x12	41x31
	Ramal secundario	800	377,6	12x12	31x31
	Ramal terciario	400	188,8	10x8	25x20
UE-07	Ramal principal	800	377,6	8x8	20x20
	Ramal secundario	300	141,6	8x8	20x20
UE-08	Ramal principal	1000	471,9	12x14	31x36
	Ramal secundario	450	212,4	10x10	25x25
	Ramal terciario	275	129,8	8x8	20x20
UE-11	Ramal único	800	377,6	12x12	31x31
UE-13	Ramal principal	2500	1179,9	18x18	46x46
	Ramal secundario	1500	707,9	14x16	36x41
	Ramal terciario	500	236,0	10x10	25x25
UE-15	Ramal principal	1000	471,9	14x12	36x31
	Ramal secundario	660	311,5	10x12	25x31
	Ramal terciario	330	155,7	8x8	20x20
UE-17	Ramal principal	800	377,6	10x12	25x31
	Ramal secundario	400	188,8	8x8	20x20
UE-23	Ramal principal	1000	471,9	12x14	31x36
	Ramal secundario	660	311,5	12x10	31x25
	Ramal terciario	330	155,7	8x8	20x20
UE-35	Ramal principal	2500	1179,9	18x18	46x46
	Ramal secundario	1600	755,1	14x18	36x46

Tabla 25. Caída de presión total en ductos

Unidad interior	Caída de presión total en ductos (in wg)	Caída de presión total (Pa)
UE-02	0.26	64,76
UE-07	0.159	39,6
UE-08	0.25	62,27

Unidad interior	Caída de presión total en ductos (in wg)	Caída de presión total (Pa)
UE-11	0.1	24,9
UE-13	0.45	112
UE-15	0.29	72,23
UE-17	0.15	37,36
UE-23	0.35	87,18
UE-35	0.39	97,14

De igual forma, se debe verificar que la caída por presión estática del abanico para las unidades tipo fan coil sea suficiente para vencer la caída por presión en los ductos. Esto se verificó por medio del submittal de cada equipo que se adjunta en el apartado de anexos.

Con respecto a los ductos para el sistema de extracción para baños, se dimensionaron en un tamaño de 8"x8" y un ramal principal en el Ex05 de 10"x10". Esto debido a que son caudales pequeños en comparación con el sistema de acondicionamiento de aire. La caída de presión estática para el diseño que se utilizó fue de 0.08 in wg.

5.14 Selección de accesorios de control y suministro del aire

En el sistema de acondicionamiento de aire, se utilizan accesorios para controlar aspectos como el caudal y la dirección en la que se suministra el aire. En este apartado se muestra una descripción de los accesorios seleccionados.

5.14.1 Dampers

Para el control del caudal de cada ramal, se colocaron *dampers* terminales. Para el caso de ductos iguales o menores a 12"x12", se seleccionó el modelo MBD-10 de Greenheck, el cual consiste en un accesorio con hojas opuestas para el control del caudal.

Para los ductos con una dimensión superior a 12"x12", se utilizó el modelo de Greenheck MDB-15, el cual cuenta con tres secciones de hojas opuestas. La ubicación de estos *dampers* se

muestra en los planos mecánicos; estos se ubican en las divisiones principales de ductos, donde el caudal viaja hacia los ramales secundarios y terciarios, en caso de que aplique. En el anexo 18, se adjuntan las fichas técnicas de estos dos modelos mencionado anteriormente.

Tabla 26. Cantidad de dampers requeridos

Modelo	Dimensiones (in x in)	Dimensiones (cm x cm)	Cantidad
MBD-10	12x12	30,48x30,48	4
MBD-10	10x8	25,4x20,32	3
MBD-10	8x8	20,32x20,32	5
MBD-15	16x16	40,64x40,64	1

5.14.2 Rejillas

Las rejillas seleccionadas corresponden al modelo RA-OB de Greenheck. Las dimensiones varían según el caudal que debe pasar por cada una de ellas. Por medio de los documentos de AirGuide, se puede realizar una prueba con el caudal y el nivel de ruido admitido para cada uno. Debido al tipo de recinto, la selección se realizó para un nivel de ruido lo más cercano a 35 NC. Con estas consideraciones de caudal y nivel de ruido, se puede seleccionar la dimensión correspondiente de la rejilla.

Tabla 27. Cantidad de rejillas requeridas

Modelo	Dimensiones (in x in)	Dimensiones (cm x cm)	Cantidad
RA-OB	14x14	35,56x35,56	3
RA-OB	10x10	25,4x25,4	3
RA-OB	8x8	20,32x20,32	11
RA-OB	12x8	30,48x20,32	2
RA-OB	18x18	45,72x45,72	2
RA-OB	12x10	30,48x25,4	4

En el anexo 18 se adjunta la información técnica de este modelo de Greenheck. Por último, en los planos mecánicos se muestra una lista de las dimensiones de rejillas seleccionadas.

5.14.3 Difusores

Para el caso de los difusores, se seleccionaron tres modelos diferentes, los cuales varían según la aplicación que se realiza en el recinto y la ubicación del difusor. De igual forma que para el caso de las rejillas, se tomó la consideración de que el valor de NC fuese 35 o lo más cercano a este.

El primer modelo corresponde al AVP-T de Airguide. Este es un difusor de 4 vías blanco, utilizado para los recintos de áreas comunes y salas de espera. El segundo modelo de difusor es un JS3, que consiste en un dispositivo de tres vías y se seleccionó para el cuarto de rayos X, debido a la ubicación de los difusores.

Por último, el modelo para el cuarto de cirugía menor es el difusor multiperforado PS1 de Greenheck. La selección de este modelo se debe al tipo de aplicación que se realiza en este recinto. Utilizar un difusor multiperforado permite que el caudal tenga velocidad inferior y sea un flujo laminar hacia abajo, con el fin de buscar el efecto de cortina de aire para este tipo de aplicación.

Tabla 28. Cantidad de difusores requeridos

Modelo	Dimensiones (in x in)	Dimensiones (cm x cm)	Cantidad	Número de vías
AVPT-OB	9x9	22,86x22,86	19	4
AVPT-OB	12x12	30,48x30,48	6	4
AVPT-OB	15x15	38,1x38,1	3	4
AVPT-OB	12x12	30,48x30,48	2	3

5.15 Selección de componentes para el sistema BMS

Integrar el sistema de acondicionamiento de aire al Building Management System tiene grandes beneficios, como se discutió anteriormente en el marco teórico. Los componentes que se seleccionarán son producidos por Samsung y permiten controlar efectivamente las condiciones de cada uno de los recintos e integrarlos al BMS.

Para el funcionamiento correcto del sistema de acondicionamiento de aire se debe realizar un lazo de control, donde se comuniquen cada una de las unidades evaporadoras en serie hasta la unidad condensadora máster. El tipo de cable utilizado es el FPL (Power Limited Fire) y se recomienda con blindaje, para evitar daños provocados por aspectos como humedad y cambios de temperatura.

Adicionalmente, este tipo de cable con blindaje evita que ocurran interferencias electromagnéticas entre el cable del lazo de control y las tarjetas electrónicas dentro de las unidades condensadoras y evaporadoras. Sumado al lazo de control, se debe realizar una conexión entre las unidades evaporadoras de cada recinto hacia los termostatos; con el fin de encender y apagar el equipo según lo desee el usuario en el lugar. El diagrama de conexión propuesto por el fabricante se presenta en la figura 8.

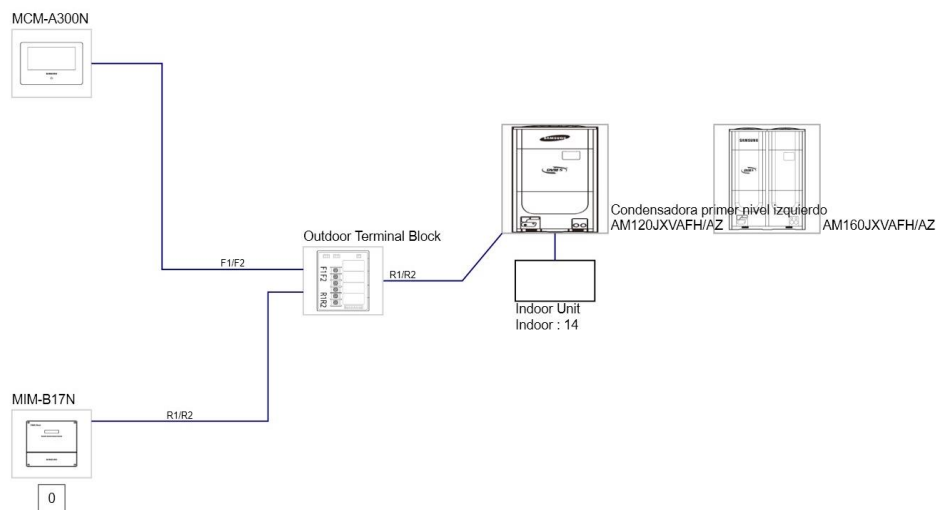


Figura 8: Diagrama de conexión para el sistema de control. Tomado de DVM Pro Samsung.

Una vez que se tiene el lazo de control entre la unidad condensadora máster y las unidades evaporadoras, se debe conectar desde el dispositivo MCM-A300N hacia la condensadora para poder visualizar en la pantalla del equipo todas las unidades evaporadoras identificadas

previamente. Por último, el equipo MIM-B17 permite la conexión y visualización del sistema de acondicionamiento de aire con el sistema integrado del Building Management System (BMS). Para este diseño específicamente, se colocarán tres unidades MCM-A300N para cada unidad condensadora máster y así poder monitorear y programar de manera independiente cada unidad evaporadora.

El dispositivo MIM-B17 permite hasta 16 unidades centralizadas que pueden ser integradas. Seguidamente, el MIM-B17 tiene conexión vía LAN para enlazarse con un control tipo Building Management System (BMS). En el anexo 19 se muestran las fichas técnicas de cada uno de los dispositivos mencionados en este apartado. Además, en los planos adjuntos se puede observar el lazo de control definido para la comunicación de todas las unidades y dispositivos.

5.16 *Cálculo de proyección financiera*

Para definir el impacto financiero de este proyecto, se realizó un análisis de costos en tres aspectos principales.

I. Inversión inicial

El diseño de acondicionamiento de aire y extracción mecánica incluye las unidades condensadoras y evaporadoras marca Samsung, los extractores Greenheck, la unidad tipo paquete para el cuarto de cirugía menor y los accesorios de control como *dampers*, rejillas y difusores. El costo de cada uno de estos se obtuvo por medio de los distintos proveedores de estas marcas y se detalla en la tabla 29.

Tabla 29. Costos de inversión inicial

Equipo	Costo (\$)
Unidades condensadoras	28 179
Unidades evaporadoras	16 214
Equipo tipo paquete	7 860
Materiales constructivos	11 252
Difusores HEPA	3 352
Extractores	2 035
Rejillas, difusores y dampers	1 914
Bifurcadores	3 404
Paneles	3 261
Accesorios de control para el BMS	4 306
Total	81 777

II. Costos de instalación

A continuación, se adjunta un estimado de los costos de instalación para los diferentes equipos y accesorios requeridos para el proyecto.

Tabla 30. Costos por instalación

Descripción	Cantidad	Costo (\$)
Instalación de unidades condensadoras	4	1 200
Instalación de unidades evaporadoras	35	875
Instalación de equipo tipo paquete	1	400
Instalación de ducto para A/C en P3	194,09	3 234,833
Instalación de ducto para extracción en lamina HG	37,76	529,33
Instalación de tubería de cobre	197,1	3285
Instalación de difusores, rejillas y dampers	95	791,67
Total		9 115,83

III. Costos de operativos

Por último, es importante determinar el costo económico que conlleva poner a funcionar estos equipos durante un año. En la tabla 30 se detallan los costos operativos, utilizando la potencia de cada uno de los equipos y la tarifa eléctrica aplicada para el sector de Jacó.

Tabla 31. Costos operativos

Equipo	Consumo anual (\$)
Aire acondicionado VRF	29 771 ,66
Ventilación mecánica	3 267,5
Tipo paquete	3 834
Total	36 873,16

Resumen de costos

Una vez definido el costo de inversión inicial, instalación y operativo, se puede determinar el valor del proyecto tras un año de funcionamiento. En la tabla 32 se muestran los valores finales.

Tabla 32. Resumen de costos totales

Costo	Valor (\$)	\$ / ton
Inversión inicial	81 777	1 435
Instalación	9 115,83	160
Operativos	36 873,16	647
TOTAL	128 766	2 241

6. Conclusiones

1. Se diseñó un sistema de acondicionamiento de aire y ventilación mecánica para el Instituto Nacional de Seguros de Jacó, según las normas de ASHRAE, AHRI y SMACNA.
2. Se desarrolló un estudio de carga térmica para cada recinto mediante el método manual de ASHRAE y se comprobó por medio del programa de Carrier HAP. El valor de carga de enfriamiento total por el ASHRAE es de 625 828,6 BTU /h (183,4 kW); esto es aproximadamente 52,15 toneladas de refrigeración.
3. Se seleccionaron la tecnología y los equipos para el sistema de acondicionamiento de aire que mejor se adaptan a las necesidades del edificio en estudio, la cual corresponde a un sistema por volumen variable de refrigerante.
4. Se diseñó un juego de planos constructivos para el sistema de acondicionamiento de aire por VRF y ventilación mecánica. Estos incluyen planos de tubería de refrigeración, ductos, cableado para el BMS, detalle de instalación de soportería y equipo de cuarto limpio; además de los detalles constructivos correspondientes.
5. Se seleccionaron los componentes y accesorios necesarios para instalar un sistema de BMS en el edificio, que permita visualizar el funcionamiento de los equipos desde una red a distancia.
6. Se elaboró un análisis financiero de los costos del proyecto, desde la perspectiva de inversión inicial, costos de instalación y operación de los equipos durante un año. Los costos totales del proyecto, incluyendo estos tres aspectos, corresponde a \$127 766.

7. Recomendaciones

- Utilizar los recuperadores de energía propuestos en el diseño, con el fin de ahorrar en los costos de operación de las unidades condensadoras.
- Todos los equipos deben incluir la certificación UL para garantizar el funcionamiento adecuado de los equipos.
- Los soportes de las tuberías de cobre, así como de los ductos de aire acondicionado deben instalarse a una distancia no mayor de 1.5m; con el fin de garantizar una sujeción adecuada de los elementos.
- Aislar las tuberías de gas y líquido con cañuela de ¾”, con el fin de evitar problemas a futuro por condensados.
- Los sifones para el drenaje de condensados deben instalarse a una altura no superior a 55 cm para evitar daños prematuros en las bombas de condensados de los equipos tipo cassette.
- Incluir el recuperador o rueda entálpica de la unidad tipo paquete para el cuarto de cirugía, con el fin de ahorrar en la tarifa eléctrica mensual del Instituto Nacional de Seguros.
- Fabricar todos los ductos del sistema de aire acondicionado bajo los estándares de la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors Nacional Association, Inc.).
- Realizar rutinas de mantenimiento para los equipos una vez iniciado el arranque, para garantizar el funcionamiento adecuado del equipo y evitar fallas prematuras.
- Colocar desconectores cerca de todas las unidades interiores para facilitar el mantenimiento de los equipos a futuro.

8. Bibliografía

- Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute AHRI. (2015). *Standard for performance rating of Water - Chilling and Heat Pump Water - Heating Packages using the Vapor Compression Cycle*. Arlington: AHRI.
- Almiñana, D. G. (2007). *Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado*. Barcelona: UOC.
- American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers . (2013). *HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (1999) *ASHRAE Standard 90.1*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers Inc.
- ASHRAE. (2009) *Fundamentals ASHRAE Handbook*. American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers, INC
- ASHRAE HANDBOOK. (2009). *ASHRAE Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2010). ANSI / ASHRAE Standard 55: *Thermal Enviromental Conditions for Human Occupacy*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Inc.
- ASHRAE. (2011). *ASHRAE Handbook: HVAC Applications*. Atlanta: ASHRAE
- ASHRAE 62.1. (2016). *Ventilación para una adecuada calidad de aire interior*. Atlanta: American National Standards Institute, ANSI.
- Bhattacharjee, S., Hernandez, A. E., & Brito, P. A. (2016). *Termodinámica*. Pearson Education.
- Carrier. (2005). *Water - cooled Chillers*. New York: Carrier Corporation.

- Carrier. (2014). *New features in the Carrier Hourly Analysis Program v 4.90*. New York: Carrier Corporation.
- Carrier Air Conditioning Company. (2009). *Handbook of Air Conditioning System Design*. New York: McGraw Hill.
- Çengel, Y., & Boles, M. A. (2008). *Termodinámica*. México DF: McGraw-Hill.
- Control Solutions Inc. (2015). *Ultimate guide to Building Automation System (BAS)*. Control Solutions Inc.
- Díez, P. F. (2012). *Compresores y ventiladores*. Santander: Universidad de Cantabria.
- Greenheck. (2010). *Fan Fundamentals*. New York: Greenheck.
- Grimm, N. R., & Rosaler, R. C. (1997). *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado: volumen II*. Ciudad de México: McGraw Hill.
- Hincapié, C. A. (2004). *Ahorro de energía y eficiencia energética en sistemas de aire acondicionado y refrigeración*. Colombia: Scientia et Technica.
- ICE. (2019, Abril 28). *Tarifas vigentes: Instituto Costarricense de Electricidad*. Retrieved from ARESEP: <https://aresep.go.cr/tarifas/tarifas-vigentes/1860-tarifas-electricas-y-paneles-de-analisis>
- Parcerisa, J. D., & Fort, I. G. (2002). *Sistemas VRV para el acondicionamiento del aire*. España: Tecnica Industrial 246.
- Pita, E. (2005). *Acondicionamiento del aire: principios y sistemas. Un enfoque energético*. México DF: Continental.
- SMACNA: SHEET METAL AND AIR CONDITIONING CONTRACTORS' NATIONAL ASSOCIATION, INC. (1995). *HVAC Duct Construction Standards: Metal and flexible*. Chantilly.

TRANE. (2012). *Chilled-Water Systems: One of the Systems Series*. TRANE.

Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGraw-Hill.

9. Apéndices

Apéndice 1: Coeficientes para paredes exteriores e interiores, vidrio, alumbrado, personas y techo

Exteriores		
Coeficiente	Valor sistema ingles	Valor en sistema SI
U	0,402 BTU/hft ² F	2,28 W/m ² K
K	1	1
To	91 °F	33 °C
Tr	75,2 °F	24 °C
f	1	1

Interior		
Coeficiente	Sistema ingles	Sistema SI
U	0,263 BTU/hft ² F	1,49 W/m ² K
DT	5 °F	-15 °C

Vidrios	
FGCS	193
CS	0,54
FCE	0,49

Personas		
Coeficiente	Sistema ingles	Sistema SI
qs	315 BTU/h	0,09
ql	325 BTU/h	0,09
FCE	1	1

Alumbrado	
FB	1,25
FCE	1

Techo Sup		
Coeficiente	Sistema ingles	Sistema SI
U	0,134 BTU/hft ² F	0,76 W/m ² K
DTCEe	89,8 °F	32 °C
DTCE	77 °F	25 °C
LM	4	4

Techo Inf		
Coeficiente	Sistema ingles	Sistema SI
U	0,126 BTU/hft ² F	0,715W/m ² °C
DTCEe	37,8 °F	3,33 °C
DTCE	25 °F	-3,88 °C
LM	4	4

Apéndice 2: Muestra de cálculo de carga térmica cuarto Rayos X

Nombre del recinto: Cuarto de Rayos X										
CONDUCCIÓN EXTERIOR										
PARED	U	A	DTCE	LM	K	F	T0	TR	DTCEe	QS
S									0	0
E									0	0
O									0	0
NORTE	0,402	408	18,8	-3	1	1	91	75,2	24,6	4034,7936
TECHO									0	0
									0	0
									0	0

INTERIOR				
	U	A	DT	QS
PARED	0,263	373	5	490,495

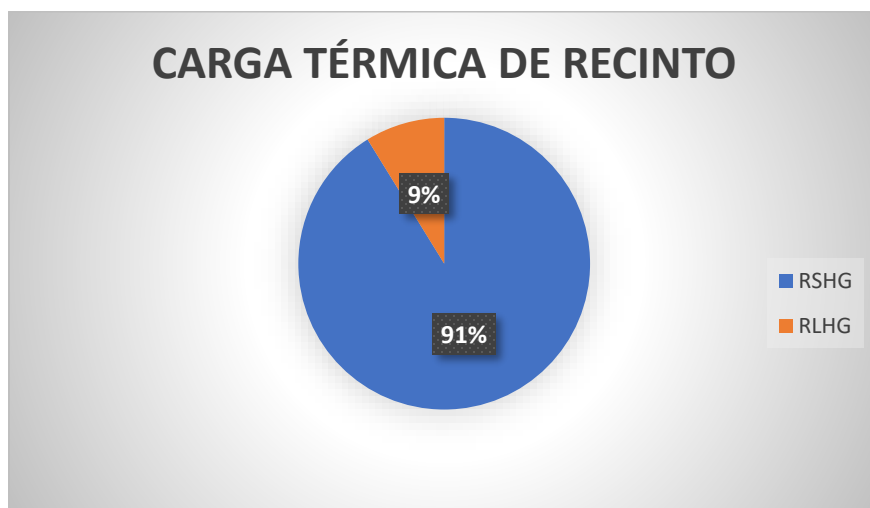
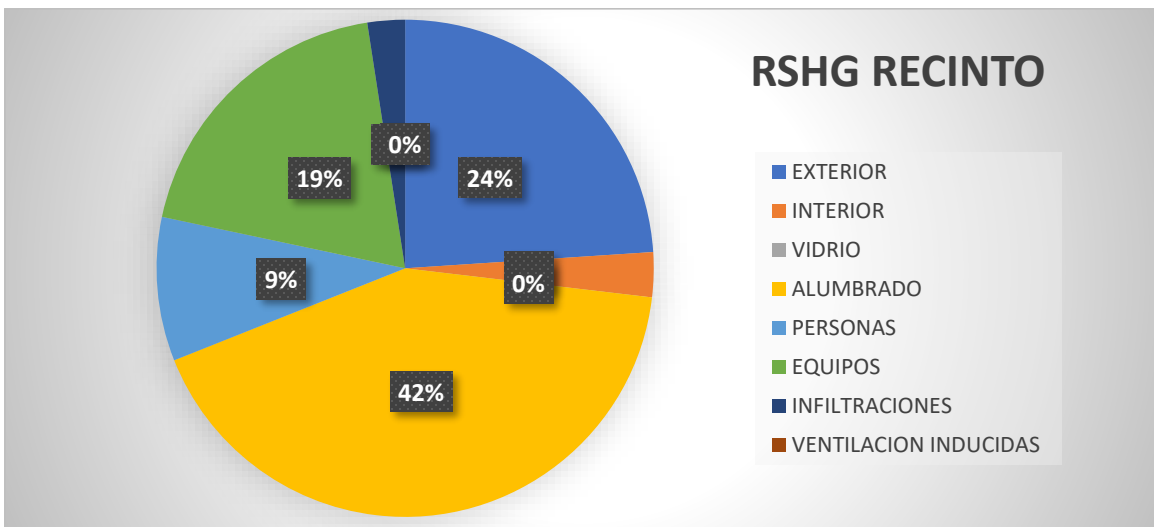
ALUMBRADO				
W	FB	FCE	QS	# ALUM
	1,25	0,49	7090	

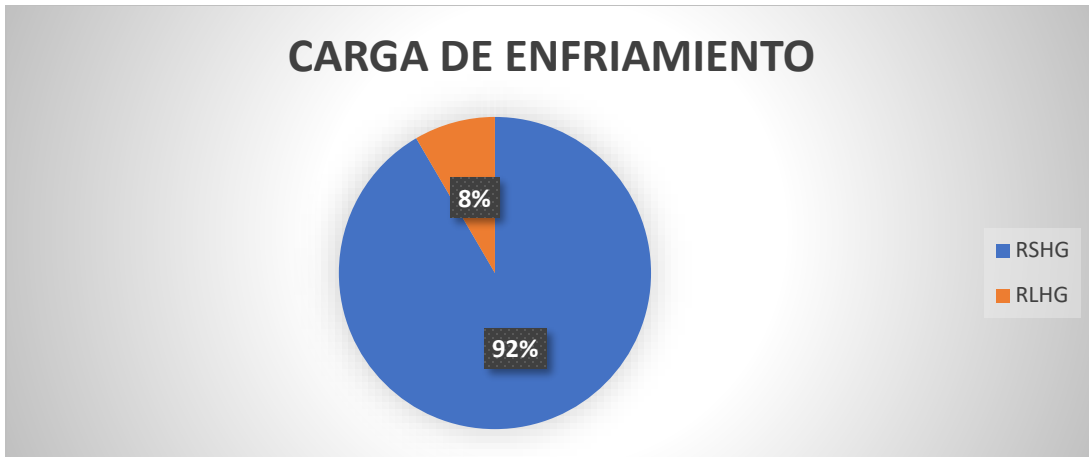
PERSONAS					
	# PER	qs	ql	FCE	Q
QS	5	315	XXX	1	1575
QL	5	XXX	325	XXX	1625

EQUIPOS					
	QS	QL	# EQUIPO	QS	QL
Equipo de RX	534		1	1815,6	0
Monitor	90		1	306	0
PC	77		1	261,8	0
Impresora	108		1	367,2	0
Alumbrado	144		1	489,6	0

RESUMEN	QS	QL
EXTERIOR	4034,7936	
INTERIOR	490,495	
VIDRIO	0	
ALUMBRADO	7090	
PERSONAS	1575	1625
EQUIPOS	3240,2	0
CORRECCIÓN		
RSHG	15671,0967	16430,4886
RLHG	1549,895	1625
INFILTRACIONES		
RSHG	410,982	
RLHG	0	

Descripción	RSHG (BTU/h)	RLHG (BTU/h)	RSHG (kW)	RLHG (kW)
CARGA TÉRMICA DE RECINTO	16841,4706	1625	4,93	0,48
VENTILACIÓN	0	0	0	0
DUCTOS	0	-	0	-
FUGAS	842,07353	-	0,25	-
VENTILACIÓN FORZADA	0	-	0	-
BOMBAS	0	-	0	-
CARGA DE ENFRIAMIENTO	17683,54413	1625	5,18	0,48
RTHG	19308,54413		10,36	10,84





Apéndice 3: Muestra de cálculos para extracción de baños

Area m2	Area ft3	CFM	L/s	EX	Modelo
3,24	331	220,666667	104,33	1	G-065-VG
2,81	273	364	171,78	2	AE-10-420-A8
7,1	688	229,333333	108,07	3	G-070-VG
5,86	569	189,666667	89,51	4	AE-10-420-A8
44	1554	518	244	5	G-098-VG

Cantidad de cambios de aire por minuto: 3

Apéndice 4: Tarifa eléctrica industrial Instituto Costarricense de Electricidad (ICE)

INDUSTRIAL

T-IN

a. Consumo de Energía menor o igual a 3000 kWh	120.10	120.10	120.10	127.14	127.14	127.14
b. Consumo de Energía cada kWh	71.86	71.86	71.86	76.08	76.08	76.08
c. Consumo de Potencia cada kW	11,878.17	11,878.17	11,878.17	12,574.79	12,574.79	12,574.79

Apéndice 5: Muestra de cálculo de costos de operación

Sistema	Modelo	Modelo	kW @IEER	kW Totales	kWh / año	kWh/año*¢	kW/año¢	Consumo eléctrico \$
VRF	SAMSUNG	AM288JXVAFH2AA	16.36	32.40	62213	¢6,571,382	¢4,889,531	\$ 18,545
		AM192HXVAFH/AA	9.14					
		AM168HXVAFH/AA	6.90					
Ventilación mecánica	VARI GREEN	G-065-VG	0.12	0.61	1171	¢1,927,264	¢92,047	\$ 3,267
		AE-10-420-A8	0.09					
		G-070-VG	0.12					
		AE-10-420-A8	0.09					
		G-098-VG	0.19					
Tipo paquete	TRANE	TZC036	1.79	1.79	3436	¢2,099,631	¢270,106	\$ 3,834

10. Anexos

Anexo 1: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento de techo y paredes

TABLA 6.1 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1°F

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Fe ² ·F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sin cielo raso suspendido																											
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de la 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.108	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	42	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	43	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
Con cielo raso suspendido																											
1.	Láminas de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	25	21

(Pita, 2005)

TABLA 6.2 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínimo	DTCE máxima	Diferencia de DTCE
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Paredes grupo A																												
N	14	14	14	13	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	15	16	16	17	17	18	18	18	19	19	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	23	23	21	20	19	19	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	25	25	25	25	22	18	25	7
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	22	18	24	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	23	14	20	6	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	24	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	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	21	1	14	21	7
Paredes grupo B																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	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	12	12	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	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	21	23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	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	24	14	30	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	11	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12
Paredes grupo C																												
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	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	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	13	16	19	22	25	27	29	29	30	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	10	11	13	14	15	17	20	22	24	25	26	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	12	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	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	26	22	10	27	17	
Paredes grupo D																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	25	28	33	34	34	33	32	31	30	28	26	19	7	25	18
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	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	22	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
Paredes grupo E																												
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	25	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	39	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	-13	5	38	33
SE	15	12	10	8	6	5	5	8	12	19	25	31	33	33	32	32	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	31
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	16	21	24	32	38	43	45	44	40	35	30	19	5	45	40
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43
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

(Pita, 2005)

Anexo 2: Coeficientes de transferencia de calor para paredes

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3

Anexo 3: Corrección de DTCE por latitud y por mes

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
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	2	4	7	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2

Anexo 4: Factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS)

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

(Pita, 2005)

Anexo 5: Coeficiente de sombreado

TABLA 6.7. COEFICIENTES DE SOMBREADO PARA VIDRIO CON O SIN SOMBREADO INTERIOR POR PERSIANAS VENECIANAS ENROLLABLES

Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior $h_0 = 4.0$	Tipo de sombreado interior					
				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 ^d	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	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, o con figuras		0.44-0.30	0.60					
	Absorbente de calor ^e	3/8	0.34	0.60	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53						
Vidrio recubierto reflector		0.24	0.30	0.25	0.23				
			0.40	0.33	0.29				
			0.50	0.42	0.38				
			0.60	0.50	0.44				

(Pita, 2005)

Anexo 6: Tasas máximas de infiltración

TABLA 3.3. TASAS MÁXIMAS RECOMENDADAS DE INFILTRACIÓN PARA DISEÑO A TRAVÉS DE VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES

Componente	Tasa de infiltración
Ventanas	0.75 CFM /ft de fisura
Puertas	1.0 CFM /ft de fisura

(Pita, 2005)

Anexo 7: Ganancias de calor sensible y latente debido a personas

TABLA 6.11. TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO*

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado ^b			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 ^c	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo libro													
trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Bolche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

(Pita, 2005)

Anexo 8: Ganancia térmica debido a equipos médicos, laboratorio y uso común

Table 6 Recommended Heat Gain from Typical Medical Equipment

Equipment	Nameplate, W	Peak, W	Average, W
Anesthesia system	250	177	166
Blanket warmer	500	504	221
Blood pressure meter	180	33	29
Blood warmer	360	204	114
ECCG/RESP	1440	54	50
Electrosurgery	1000	147	109
Endoscope	1688	605	596
Harmonical scalpel	230	60	59
Hysteroscopic pump	180	35	34
Laser sonics	1200	256	229
Optical microscope	330	65	63
Pulse oximeter	72	21	20
Stress treadmill	N/A	198	173
Ultrasound system	1800	1063	1050
Vacuum suction	621	337	302
X-ray system	968		82
	1725	534	480
	2070		18

Source: Hosni et al. (1999).

Table 7 Recommended Heat Gain from Typical Laboratory Equipment

Equipment	Nameplate, W	Peak, W	Average, W
Analytical balance	7	7	7
Centrifuge	138	89	87
	288	136	132
	5500	1176	730
Electrochemical analyzer	50	45	44
	100	85	84
Flame photometer	180	107	105
Fluorescent microscope	150	144	143
	200	205	178
Function generator	58	29	29
Incubator	515	461	451
	600	479	264
	3125	1335	1222
Orbital shaker	100	16	16
Oscilloscope	72	38	38
	345	99	97
Rotary evaporator	75	74	73
	94	29	28
Spectronics	36	31	31
Spectrophotometer	575	106	104
	200	122	121
	N/A	127	125
Spectro fluorometer	340	405	395
Thermocycler	1840	965	641
	N/A	233	198
Tissue culture	475	132	46
	2346	1178	1146

Source: Hosni et al. (1999).

Table 8 Recommended Heat Gain from Typical Computer Equipment

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Desktop computer ^a	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77
	Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	48
	Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM	1200	97
Laptop computer ^b	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 17 in. screen	130	36
	Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 17 in. screen	90	23
	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 14 in. screen	90	31
	Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 14 in. screen, tablet PC	90	29
	Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM, 14 in. screen)	70	22
Flat-panel monitor ^c	Manufacturer 3; 900 MHz processor, 256 MB RAM (10.5 in. screen)	50	12
	Manufacturer X (model A); 30 in. screen	383	90
	Manufacturer X (model B); 22 in. screen	360	36
	Manufacturer Y (model A); 19 in. screen	288	28
	Manufacturer Y (model B); 17 in. screen	240	27
	Manufacturer Z (model A); 17 in. screen	240	29
	Manufacturer Z (model C); 15 in. screen	240	19

Table 9 Recommended Heat Gain from Typical Laser Printers and Copiers

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Laser printer, typical desktop, small-office type ^a	Printing speed up to 10 pages per minute	430	137
	Printing speed up to 35 pages per minute	890	74
	Printing speed up to 19 pages per minute	508	88
	Printing speed up to 17 pages per minute	508	98
	Printing speed up to 19 pages per minute	635	110
	Printing speed up to 24 page per minute	1344	130
Multifunction (copy, print, scan) ^b	Small, desktop type	600	30
	Medium, desktop type	40	15
Scanner ^b	Small, desktop type	700	135
	Large, multiuser, office type	19	16
Copy machine ^c		1750	800 (idle 260 W)
		1440	550 (idle 135 W)
		1850	1060 (idle 305 W)
Fax machine	Medium	936	90
	Small	40	20
Plotter	Manufacturer A	400	250
	Manufacturer B	456	140

**Table 10 Recommended Heat Gain from
Miscellaneous Office Equipment**

Equipment	Maximum Input Rating, W	Recommended Rate of Heat Gain, W
Mail-processing equipment		
Folding machine	125	80
Inserting machine, 3600 to 6800 pieces/h	600 to 3300	390 to 2150
Labeling machine, 1500 to 30,000 pieces/h	600 to 6600	390 to 4300
Postage meter	230	150
Vending machines		
Cigarette	72	72
Cold food/beverage	1150 to 1920	575 to 960
Hot beverage	1,725	862
Snack	240 to 275	240 to 275
Other		
Bar code printer	440	370
Cash registers	60	48
Check processing workstation, 12 pockets	4800	2470
Coffee maker, 10 cups	1500	1050 W sens., 1540 Btu/h latent
Microfiche reader	85	85
Microfilm reader	520	520
Microfilm reader/printer	1150	1150
Microwave oven, 1 ft ³	600	400
Paper shredder	250 to 3000	200 to 2420
Water cooler, 32 qt/h	700	350

(American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers , 2013)

Anexo 9: Cambios de aire recomendados por minuto para ventilación

SUGGESTED AIR CHANGES FOR PROPER VENTILATION					
cfm = $\frac{\text{Room Volume}}{\text{Min./Chg.}}$			Room Volume = L x W x H (of room)		
Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.
Assembly Hall	3-10	Dance Hall	3-7	Machine Shop	3-6
Attic	2-4	Dining Room	4-8	Mill	3-8
Auditorium	3-10	Dry Cleaner	2-5	Office	2-8
Bakery	2-3	Engine Room	1-3	Packing House	2-5
Bar	2-4	Factory	2-7	Projection Room	1-2
Barn	12-18	Foundry	1-5	Recreation Room	2-8
Boiler Room	1-3	Garage	2-10	Residence	2-6
Bowling Alley	3-7	Generator Room	2-5	Restaurant	5-10
Cafeteria	3-5	Gymnasium	3-8	Restroom	5-7
Church	4-10	Kitchen	1-5	Store	3-7
Classroom	4-6	Laboratory	2-5	Transfer Room	1-5
Club Room	3-7	Laundry	2-4	Warehouse	3-10

(Greenheck, 2010)

TABLA 6-1 RATAS MINIMAS DE VENTILACION EN ZONAS DE RESPIRACION (Continuación)
(Esta tabla no es válida aisladamente; debe ser usada en conjunto con las notas que la acompañan.)

Categoría de ocupación	Rata de aire exterior para personas R_p		Rata de aire exterior del área R_a		Notas	Valores por defecto			
	cfm/persona	L/s/persona	cfm/pie ²	L/s-m ²		Densidad de ocupación (Ver Nota 4)	Rata combinada de aire exterior (Ver Nota 5)		Clase de aire
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/persona	L/s-persona	
Edificios de oficinas									
Espacios de oficinas	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Areas de recepción	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Teléfonos/datos de entrada	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Vestíbulos de entrada principal	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Espacios diversos									
Cajas de bancos / cajas de depósitos	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computador (sin imoresión)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Cuartos de equipo eléctrico	—	—	0.06	0.3	B	—	—	—	1
Cuartos de ascensores mecánicos	—	—	0.12	0.6	B	—	—	—	1
Droguería (area de preparación)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Estudios fotográficos	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Despacho/Recepción	—	—	0.12	0.6	B	—	—	—	1
Cabina de teléfonos	—	—	0.00	0.0		—	—	—	1
Espera de transporte	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1

(ASHRAE 62.1, 2016)

Anexo 10: Presiones y velocidades recomendadas para las líneas de refrigeración

TABLA 3.2.

Presión de vapor		Escala de velocidad	
Libra/pulgada ²	bar	Pies/min	m/s
0-15	0-1,03	4.000-6.000	20,32-30,48
15-200	1,03-13,79	6.000-10.000	30,48-50,08

(Grimm & Rosaler, 1997)

Anexo 11: Lighting Power Densities Using the Building Area Method

Building Area Type ^a	(W/ft ²)
Automotive Facility	0.9
Convention Center	1.2
Court House	1.2
Dining: Bar Lounge/Leisure	1.3
Dining: Cafeteria/Fast Food	1.4
Dining: Family	1.6
Dormitory	1.0
Exercise Center	1.0
Gymnasium	1.1
Health Care-Clinic	1.0
Hospital	1.2
Hotel	1.0
Library	1.3
Manufacturing Facility	1.3
Motel	1.0
Motion Picture Theater	1.2
Multi-Family	0.7
Museum	1.1
Office	1.0
Parking Garage	0.3
Penitentiary	1.0
Performing Arts Theater	1.6
Police/Fire Station	1.0
Post Office	1.1
Religious Building	1.3
Retail	1.5
School/University	1.2
Sports Arena	1.1

(ASHRAE HANDBOOK, 2009)

Anexo 12: Clase de salas de cirugía según ASHRAE

Table 8-2 Classification of Surgeries

Class	Characteristics
Class A surgery	Provides minor surgical procedures performed under topical, local, or regional anesthesia without preoperative sedation; excluded are intravenous, spinal, and epidural procedures, which are Class B or C surgeries
Class B surgery	Provides minor or major surgical procedures performed in conjunction with oral, parenteral, or intravenous sedation or performed with the patient under analgesic or dissociative drugs
Class C surgery	Provides major surgical procedures that require general or regional block anesthesia and/or support of vital bodily functions

Source: ACS (2000).

Table 8-3 Minimum Filter Efficiencies

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); All (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

Source: ASHRAE (2008).

Notes:

- a. Minimum efficiency reporting value (MERV) is based on method of testing described in ANSI/ASHRAE Standard 52.2-2007.
- b. Additional prefilters may be used to reduce maintenance for filters with efficiencies higher than MERV 7.
- c. Filter Bank #2 may be MERV 14 if MERV 17 tertiary terminal filter is provided for these spaces.
- d. N/R = not required.

(American Society of Heating, Refrigeration and Air - Cooling Engineers , 2013)

Anexo 13: Clasificación de filtros MERV según ASHRAE 52.2

ASHRAE Standard 52.2-2012				ASHRAE 52.1	
Minimum Efficiency Reporting Value	Composite Average Particle Size Efficiency % in Size Range μm			Average Arrestance	Average Dust Spot Efficiency
	Range E1	Range E2	Range E3		
MERV	0.3 - 1.0	1.0 - 3.0	3.0 - 10.0	%	%
1	n/a	n/a	E3 < 20%	Avg < 65	< 20
2	n/a	n/a	E3 < 20%	Avg < 65	< 20
3	n/a	n/a	E3 < 20%	Avg < 70	< 20
4	n/a	n/a	E3 < 20%	Avg < 75	< 20
5	n/a	n/a	20% \leq E3	80	20
6	n/a	n/a	35% \leq E3	85	20-25
7	n/a	n/a	50% \leq E3	90	25-30
8	n/a	20% \leq E2	70% \leq E3	92	30-35
9	n/a	35% \leq E2	75% \leq E3	95	40-45
10	n/a	50% \leq E2	80% \leq E3	96	50-55
11	20% \leq E1	65% \leq E2	85% \leq E3	97	60-65
12	35% \leq E1	80% \leq E2	90% \leq E3	98	70-75
13	50% \leq E1	85% \leq E2	90% \leq E3	98	80-85
14	75% \leq E1	90% \leq E2	95% \leq E3	99	90-95
15	85% \leq E1	90% \leq E2	95% \leq E3	99	95
16	95% \leq E1	95% \leq E2	95% \leq E3	100	99

(ASHRAE HANDBOOK, 2009)

Anexo 14: Cambios de aire sugeridos para recintos médicos según ASHRAE

Function of Space	Pressure Relationship to Adjacent Areas (n)	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

Anexo 15: Ejemplo de flujo laminar en difusores para aplicaciones médicas

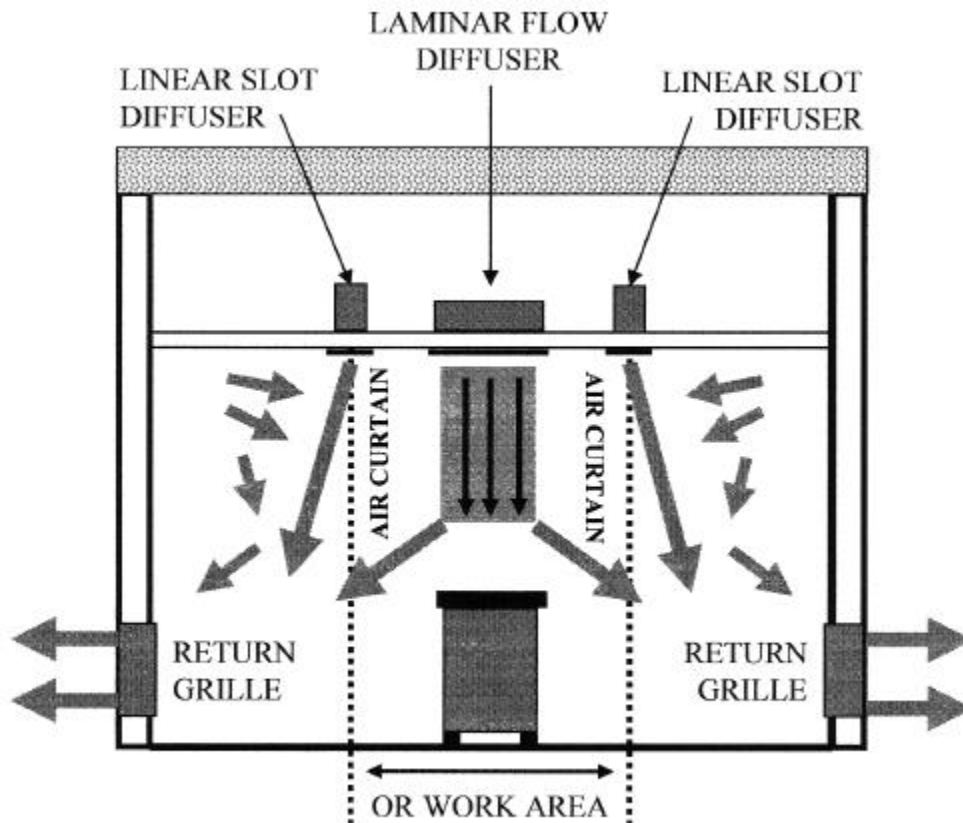


Figure 8-8 Air Curtain Concept

Anexo 16: Nomograma y tablas de diseño de ductos

CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT

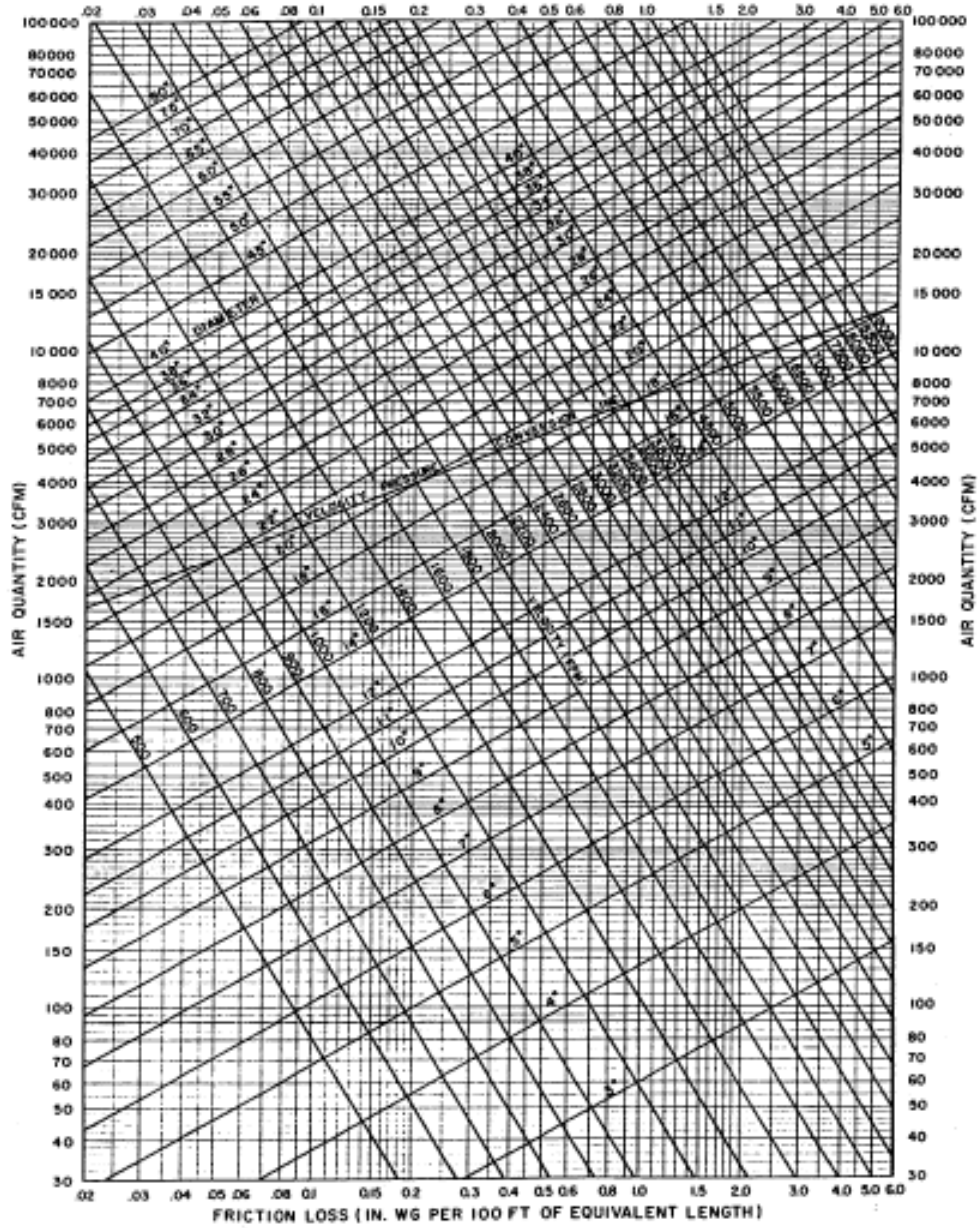


TABLE 6—CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER,* EQUIVALENT AREA AND DUCT CLASS† OF RECTANGULAR DUCTS FOR EQUAL FRICTION.

SIDE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3								
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.64	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.92	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.86	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.82	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.29	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2
100							7.40	36.9	7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6
104							7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8	16.5	55.0
108							7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6	16.8	55.6
112							8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.4	17.1	56.1
116									9.80	42.4	11.3	45.5	12.6	48.1	14.3	51.3	17.6	56.6
120									10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5	17.8	56.8
124									10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	14.8	52.0	18.1	57.1
128									10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.3	52.7	18.4	57.4
132											12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9	18.8	57.8
136											12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5	19.1	58.1
140											13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0	19.4	58.4
144											13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6	19.7	58.7

*Circular equivalent diameter (d_c). Calculated from $d_c = 1.3 \frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.875}}$

†Large numbers in table are duct class.

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

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

TABLE 7—RECOMMENDED MAXIMUM DUCT VELOCITIES FOR LOW VELOCITY SYSTEMS (FPM)

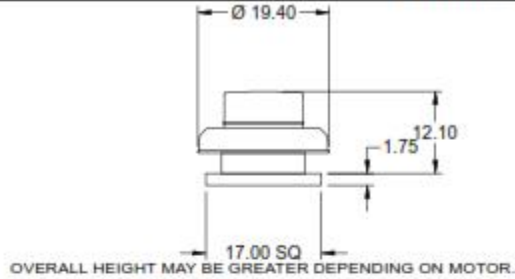
APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Anexo 17: Extractores



Printed Date: 05/09/2019
 Job: INS Jacó
 Mark: EX-1
 Model: G-070-VG

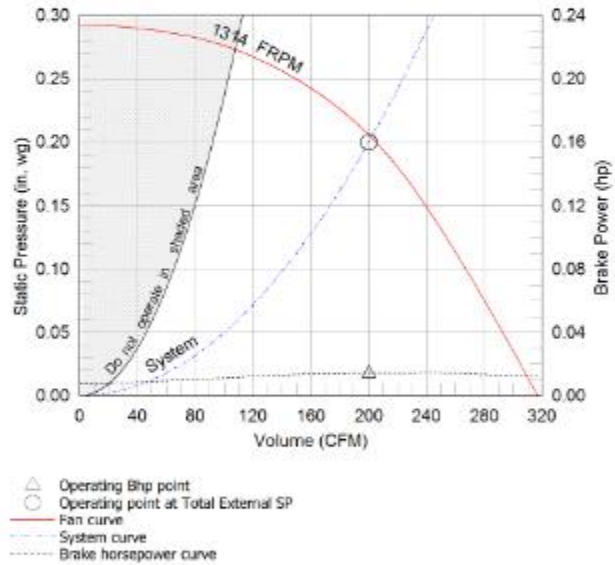
Model: G-070-VG
 Direct Drive Centrifugal Roof Exhaust Fan



Dimensional	
Quantity	1
Weight w/o Acc's (lb)	17
Weight w/ Acc's (lb)	19
Roof Opening (in.)	10.5 x 10.5

Performance	
Requested Volume (CFM)	200
Actual Volume (CFM)	200
Total External SP (in. wg)	0.2
Fan RPM	1314
Operating Power (hp)	0.01
Elevation (ft)	3,064
Airstream Temp.(F)	70
Air Density (lb/ft3)	0.067
Tip Speed (ft/min)	2,795
Static Eff. (%)	45

Motor	
Motor Mounted	Yes
Size (hp)	1/15
Voltage/Cycle/Phase	115/60/1
Enclosure	TENV
Motor RPM	1725
Windings	1
FLA (Amps)	1.3



Sound Power by Octave Band

Sound Data	62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000	LwA	dBA	Sones
Inlet	65	63	50	45	39	37	33	29	53	41	2.9

Notes:

All dimensions shown are in units of in.
 *NEC FLA - based on tables 430.246 or 430.250 of National Electrical Code 2014. Actual motor FLA may vary, for sizing thermal overload, consult factory.
 LwA - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4
 dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per Octave band at 5 ft - dBA levels are not licensed by AMCA International
 Sones - calculated using AMCA 301 at 5 ft



Model: G-070-VG

Direct Drive Centrifugal Roof Exhaust Fan

Standard Construction Features:

- Aluminum housing - Backward inclined composite (sizes 60-95) or aluminum (sizes 97-300) wheel - Aluminum curb cap with prepunched mounting holes - Birdscreen - Ball bearing motors (sizes 65-300 and all Vari Green), sleeve bearing motors (sizes 60-60) - Motor isolated on shock mounts - Corrosion resistant fasteners

Selected Options & Accessories:

Motor - Vari-Green EC motor with Dial ONLY (Not capable for field conversion to 0-10)

Control - Dial for balancing

ULicUL 705 Listed - "Power Ventilators"

Switch, NEMA-1, Toggle, Shipped with Unit

Junction Box Mounted & Wired

Composite Wheel Material

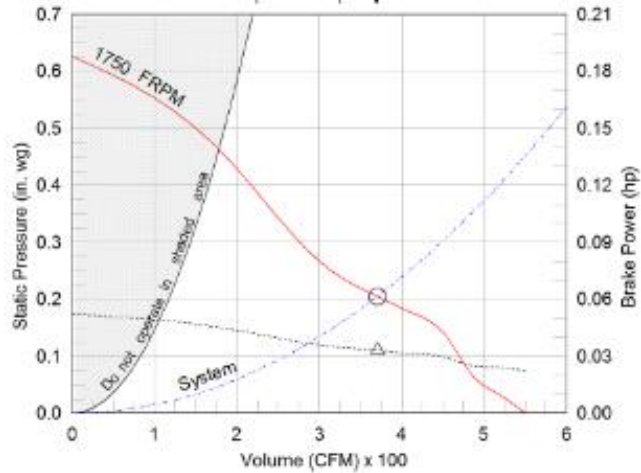
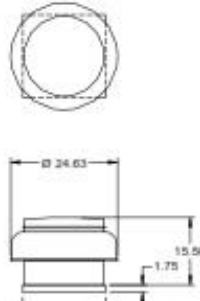
Unit Warranty: 1 Yr (Standard)

Model: AE-10-420-A8
Propeller Hooded Roof Direct Drive Exhaust Fan

Dimensional	
Quantity	1
Weight w/o Acc's (lb)	37
Weight w/ Acc's (lb)	39
Max T Motor Frame Size	0
Roof Opening (in.)	14.5 x 14.5

Performance	
Requested Volume (CFM)	366
Actual Volume (CFM)	371
Total External SP (in. wg)	0.205
Fan RPM	1750
Operating Power (hp)	0.03
Elevation (ft)	3,064
Airstream Temp.(F)	70
Air Density (lb/ft3)	0.067
Tip Speed (ft/min)	4,561
Static Eff. (%)	36

Motor	
Motor Mounted	Yes
Size (hp)	1/8
Voltage/Cycle/Phase	115/60/1
Enclosure	ODP
Motor RPM	1750
Windings	1



△ Operating Bhp point	Static Pressure Calculations
○ Operating point at Total External SP	External SP 0.2 in. wg
— Fan curve	Direct Drive RPM Adjustment 0.005 in. wg
- - - System curve	Total External SP 0.205 in. wg
..... Brake horsepower curve	

Sound Power by Octave Band

Sound Data	62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000	LwA	dBA	Sones
Inlet	71	65	73	65	63	59	54	45	74	63	13.0

Notes:

All dimensions shown are in units of in.
*Please consult factory for actual motor amp draw
LwA - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4
dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per Octave band at 5 ft - dBA levels are not licensed by AMCA International
Sones - calculated using AMCA 301 at 5 ft



Model: AE-10-420-A8

Propeller Hooded Roof Direct Drive Exhaust Fan

Standard Construction Features:

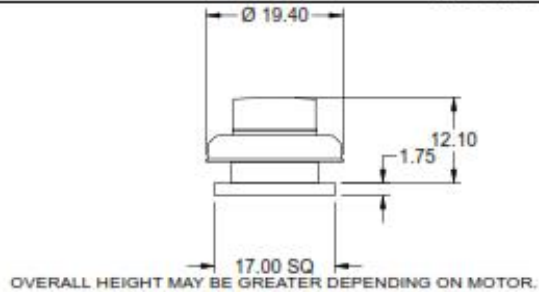
- Aluminum housing - Aluminum Blade Propeller - Aluminum curb cap with pre-punched mounting holes - Birdscreen - double shielded ball bearing motors - Motors isolated on shock mounts - Corrosion resistant fasteners

Selected Options & Accessories:

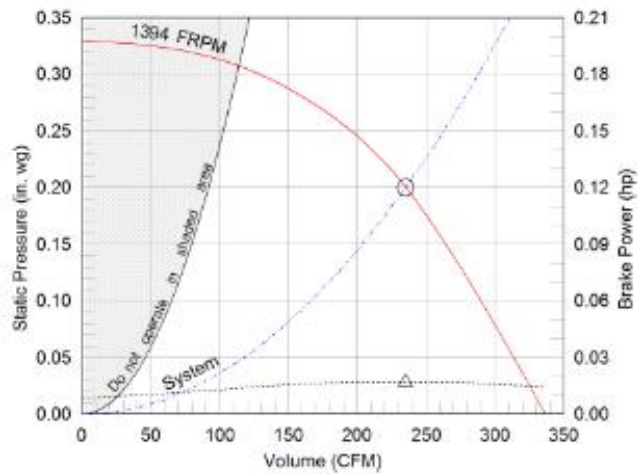
Motor with Thermal Overload
UL/cUL 705 Listed - "Power Ventilators"
Switch, NEMA-1, Toggle, Shipped with Unit
Junction Box Mounted & Wired
Galvanized Birdscreen Material
Unit Warranty: 1 Yr (Standard)

Model: G-070-VG
Direct Drive Centrifugal Roof Exhaust Fan

Dimensional	
Quantity	1
Weight w/o Acc's (lb)	17
Weight w/ Acc's (lb)	19
Roof Opening (in.)	10.5 x 10.5



Performance	
Requested Volume (CFM)	235
Actual Volume (CFM)	235
Total External SP (in. wg)	0.2
Fan RPM	1394
Operating Power (hp)	0.02
Elevation (ft)	3,054
Airstream Temp. (F)	70
Air Density (lb/ft3)	0.057
Tip Speed (ft/min)	2,960
Static Eff. (%)	44



Motor	
Motor Mounted	Yes
Size (hp)	1/15
Voltage/Cycle/Phase	115/60/1
Enclosure	TENV
Motor RPM	1725
Windings	1
FLA (Amps)	1.3

- △ Operating Bhp point
- Operating point at Total External SP
- Fan curve
- - - System curve
- Brake horsepower curve

Sound Power by Octave Band

Sound Data	62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000	LwA	dBA	Sones
Inlet	66	65	61	48	42	41	36	31	55	44	3.5

Notes:

All dimensions shown are in units of in.
*NEC FLA - based on tables 430.245 or 430.250 of National Electrical Code 2014. Actual motor FLA may vary, for sizing thermal overload, consult factory.
LwA - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4 dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB attenuation per Octave band at 5 ft - dBA levels are not licensed by AMCA International
Sones - calculated using AMCA 301 at 5 ft.



Model: G-070-VG

Direct Drive Centrifugal Roof Exhaust Fan

Standard Construction Features:

- Aluminum housing - Backward inclined composite (sizes 60-95) or aluminum (sizes 97-300) wheel - Aluminum curb cap with prepunched mounting holes - Birdscreen - Ball bearing motors (sizes 65-300 and all Vari Green), sleeve bearing motors (sizes 60-60) - Motor isolated on shock mounts - Corrosion resistant fasteners

Selected Options & Accessories:

Motor - Vari-Green EC motor with Dial ONLY (Not capable for field conversion to 0-10)

Control - Dial for balancing

ULcUL 705 Listed - "Power Ventilators"

Switch, NEMA-1, Toggle, Shipped with Unit

Junction Box Mounted & Wired

Composite Wheel Material

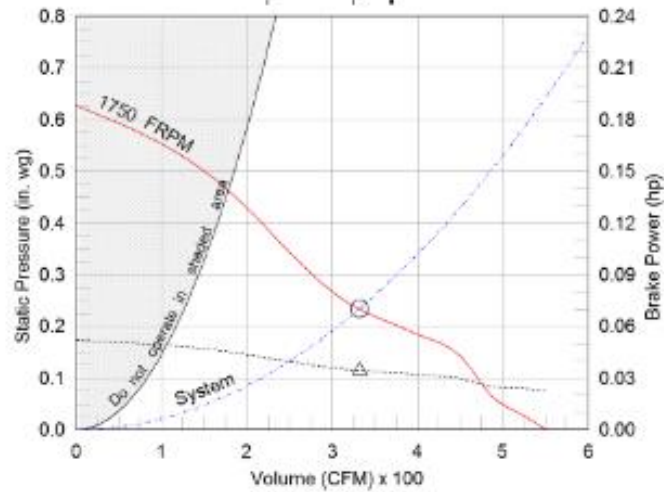
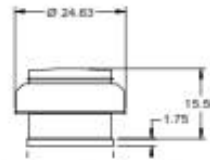
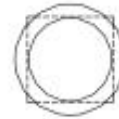
Unit Warranty: 1 Yr (Standard)

Model: AE-10-420-A8
Propeller Hooded Roof Direct Drive Exhaust Fan

Dimensional	
Quantity	1
Weight w/o Acc's (lb)	37
Weight w/ Acc's (lb)	39
Max T Motor Frame Size	0
Roof Opening (in.)	14.5 x 14.5

Performance	
Requested Volume (CFM)	343
Actual Volume (CFM)	332
Total External SP (in. wg)	0.235
Fan RPM	1750
Operating Power (hp)	0.03
Elevation (ft)	3,054
Airstream Temp. (F)	70
Air Density (lb/ft ³)	0.067
Tip Speed (ft/min)	4,551
Static Eff. (%)	36

Motor	
Motor Mounted	Yes
Size (hp)	1/8
Voltage/Cycle/Phase	115/60/1
Enclosure	ODP
Motor RPM	1750
Windings	1



△ Operating Rhp point	Static Pressure Calculations
○ Operating point at Total External SP	External SP 0.25 in. wg
— Fan curve	Direct Drive RPM Adjustment -0.015 in. wg
--- System curve	Total External SP 0.235 in. wg
..... Brake horsepower curve	

Sound Power by Octave Band

Sound Data	62.5	125	250	500	1000	2000	4000	8000	LwA	dBA	Sones
Inlet	71	67	74	68	63	59	55	46	74	63	13.0

Notes:

All dimensions shown are in units of in.
*Please consult factory for actual motor amp draw
LwA - A weighted sound power level, based on ANSI S1.4
dBA - A weighted sound pressure level, based on 11.5 dB
attenuation per Octave band at 5 ft - dBA levels are not
licensed by AMCA International
Sones - calculated using AMCA 301 at 5 ft



Model: AE-10-420-A8

Propeller Hooded Roof Direct Drive Exhaust Fan

Standard Construction Features:

- Aluminum housing - Aluminum Blade Propeller - Aluminum curb cap with pre-punched mounting holes - Birdscreen - double shielded ball bearing motors - Motors isolated on shock mounts - Corrosion resistant fasteners

Selected Options & Accessories:

Motor with Thermal Overload
UL/cUL 705 Listed - "Power Ventilators"
Switch, NEMA-1, Toggle, Shipped with Unit
Junction Box Mounted & Wired
Galvanized Birdscreen Material
Unit Warranty: 1 Yr (Standard)

Model: G-098-VG

Direct Drive Centrifugal Roof Exhaust Fan


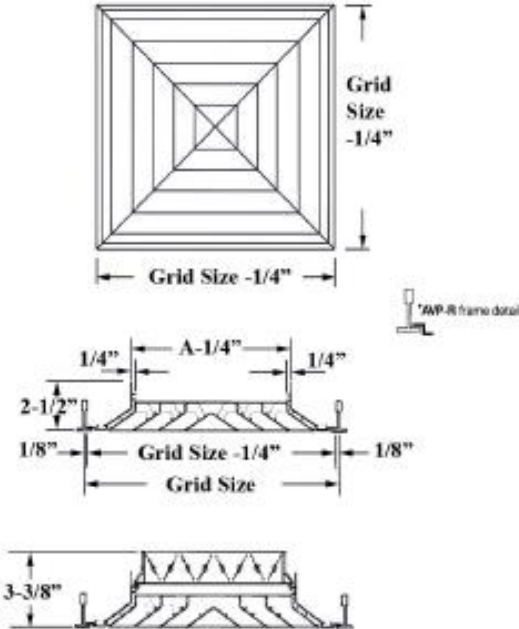

Standard Construction Features:

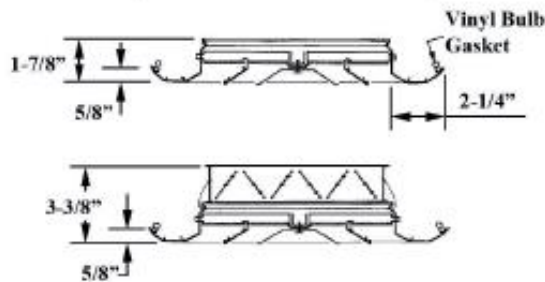
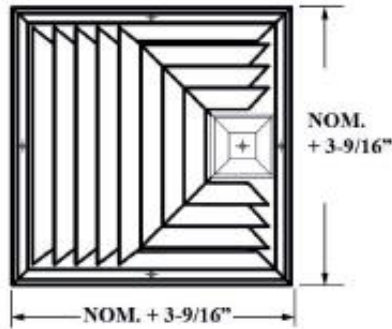
- Aluminum housing - Backward inclined composite (sizes 60-95) or aluminum (sizes 97-300) wheel - Aluminum curb cap with prepunched mounting holes - Birdscreen - Ball bearing motors (sizes 65-300 and all Vari Green), sleeve bearing motors (sizes 60-60) - Motor isolated on shock mounts - Corrosion resistant fasteners

Selected Options & Accessories:

Motor - Vari-Green EC motor
Control - Dial for balancing
UL/cUL 705 Listed - "Power Ventilators"
Switch, NEMA-1, Toggle, Shipped with Unit
Junction Box Mounted & Wired
Unit Warranty: 1 Yr (Standard)

Anexo 18: Difusores, rejillas y dampers

	<p>T-BAR DIFFUSERS LAY-IN CEILING DIFFUSERS FOR T-BAR APPLICATIONS MODELS: AVPT, AVPTOB, AVPR, AVPROB</p> <p style="text-align: right;">SUSTAINABLE EXTRUDED ALUMINUM Dimensions are in inches (mm)</p>
	<p>MODEL:</p> <p style="text-align: center;">AVP-T</p>  <p>Grid sizes less 6" equals nominal duct size.</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> AVPT T-bar lay-in ceiling diffuser <input type="checkbox"/> AVPTOB T-bar lay-in ceiling diffuser with OB damper <input type="checkbox"/> AVPR T-bar lay-in regress ceiling diffuser <input type="checkbox"/> AVPROB T-bar lay-in regress ceiling diffuser with OB damper <p>OPTIONS:</p> <ol style="list-style-type: none"> Finish <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ANOD Clear Anodized <input type="checkbox"/> WHITE <input type="checkbox"/> MB Medium Bronze <input type="checkbox"/> B Black <input type="checkbox"/> Custom _____ Other <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> AVPT-OB-EG <input type="checkbox"/> AVPT-OB-SR
<p>DESCRIPTION:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Frame and blades are 6063 extruded aluminum alloy and 200-R1 satin anodized finish. 2. The special frame of this model is designed so that, when mounted directly on an inverted T-bar, the unit lies flush with the ceiling system. 3. The core of this model is fully removable for easy installation. When installed in a regressed ceiling, the diffuser drops 3/8" to install flush to the ceiling plane. 4. This model is designed to fit the following T-bar systems: 24"x24", 24"x36", 24"x48", 36"x36", and 48"x48". 5. An optional OB damper mounts through a series of spring clips and is lever-operated from the face of the unit. 6. Square and rectangular patterns are available. 7. Available in clear anodized, white or a variety of custom colors. 	



DESCRIPTION:

1. Frame and blades are 6063 extruded aluminum alloy with 200-R1 satin anodized finish.
2. At the outer edge of the frame is a specially engineered channel which retains an extruded flexible vinyl gasket that produces a positive air seal at the mounting surface, minimizing smudging.
3. This model increases in 2" increments beginning with 6"x6" through 24"x24" as the largest size. The core is non-removable.
4. An optional OB damper mounts through a series of spring clips and is lever-operated from the face of the unit. The damper frame is separated from the blades with nylon bushings. This method of assembly eliminates corrosion and vibration.
5. Standard finish is Anodized. Other finishes are available.

MODEL:

JS3



JS3

Square ceiling diffuser, 3-way

JS3-OB

Square ceiling diffuser, 3-way with OB damper

OPTIONS:

1. Finish

- ANOD Clear Anodized
- WHITE
- MB Medium Bronze
- B Black
- Custom _____



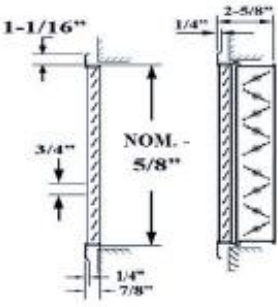

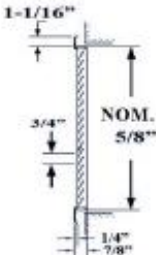
2. Frame style

- Beveled Frame

3. Options:

- SR
- PLT

REJILLAS

	<p>RETURN GRILLES AND REGISTERS SERIES RETURN GRILLES AND REGISTERS WITH 38° FIXED BLADE MODELS: RA, RAOB, RACB, RA-0</p>
<p>SUSTAINABLE EXTRUDED ALUMINUM Dimensions are in inches (mm)</p>	
<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <p>RA</p>  </div> <div style="text-align: center;">  </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;"> <p>RACB</p>  </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> RA Return grille <input type="checkbox"/> RAOB Return grille with opposed blade damper <input type="checkbox"/> RACB Return grille with curved blades <input type="checkbox"/> RA-0 Return grille with 0 degree deflection.
<p>DESCRIPTION:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Frame and blades are 6063 extruded aluminum alloy with 200-R1 satin anodized finish. 2. The frame has a typical wall thickness of .050", and is separated from blades by an extruded rigid PVC track that becomes an integral part of the frame. This method of assembly eliminates corrosion and vibration. 3. The blades are in a fixed position. When airfoil in design, they can be mounted only at the fixed 38° and 0° settings and are spaced 3/4" on center. 4. An optional opposed blade damper is attached to the return grille with positive-locking spring clips. It has the same aluminum construction and is screwdriver-operated through the face of the unit. 5. Available in clear anodized, white or a variety of custom colors. 	<p>OPTIONS:</p> <p>1. Finish</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ANOD Clear Anodized <input type="checkbox"/> WHITE <input type="checkbox"/> MB Medium Bronze <input type="checkbox"/> B Black <input type="checkbox"/> Custom _____

DAMPERS



Printed Date: 05/09/2019
 Job: INS Jacó
 Mark: D-1
 Model: MBD-10

MBD-10 Single Blade Manual Balancing Damper

APPLICATION & DESIGN

MBD-10 is a manual balancing damper designed to regulate the flow of air in an HVAC system. The MBD-10 is not intended for use in applications as a positive shut off for automatic control.

RATINGS

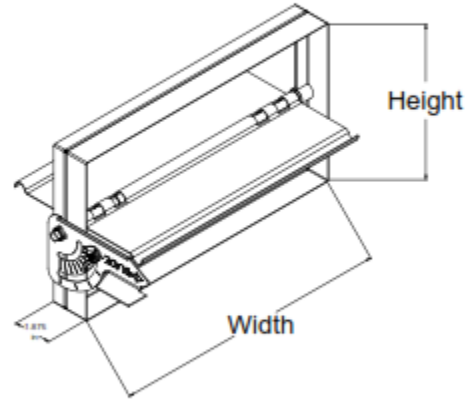
Pressure 1 in. wg - pressure differential
 Velocity Up to 2,000 ft/min
 Temperature 180 F

PRODUCT DETAILS

Frame 22 ga galvanized steel
 Blade 20 ga galvanized steel
 Axle Integral 0.500 in. dia.
 Operator 0.375 in. sq. locking manual quadrant with 2.500 in. extension
 Sizing Nominal

OPTIONS & ACCESSORIES

Clean Wrap No
 Standoff Bracket None
 Union Label: No Preference



Width and height dimensions are *undersize 0.250 in.*
 Manual quadrant is sent as a *kit for field installation.*

SUMMARY

ID #	Tag	Qty	W (in.)	H (in.)	Actuator Qty	Actuator Type
1-1		4	12.000	12.000	1	Manual Quadrant
1-2		3	10.000	8.000	1	Manual Quadrant
1-3		5	8.000	8.000	1	Manual Quadrant

MBD-15 Multi-blade Manual Balancing Damper

APPLICATION & DESIGN

Model MBD-15 is a manual balancing damper designed to regulate the flow of air in a HVAC system. They are not intended to be used in applications as a positive shut off or for automatic control. The design incorporates heavy gauge galvanized steel construction for durability and longevity. MBD-15 meets SMACNA's recommended construction requirements for manual balancing dampers.

RATINGS

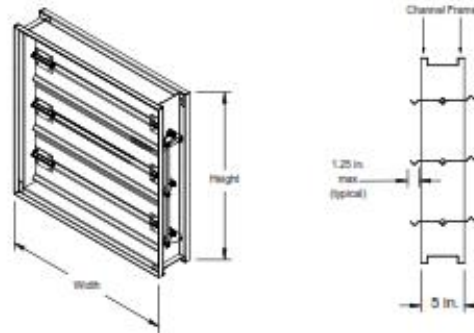
Pressure 4 in. wg - pressure differential
Velocity Up to 2,000 ft/min
Temperature 100 F

PRODUCT DETAILS

Frame Type Channel
Frame Thickness 16 ga galvanized steel
Material Galvanized Steel
Blade Action Opposed
Linkage Material Steel
Axle Steel
Axle Bearings Synthetic
Extension Pins Polymer
Operator 0.500 in. locking manual quadrant with standoff bracket
Sizing Nominal

OPTIONS & ACCESSORIES

Clean Wrap No
Transition None
Standoff Bracket 1.5 in.
Flange None
Union Label: No Preference



Width and height dimensions are undersize 0.250 in.
Damper includes 0.500 in. locking manual quadrant with 0.500 in. diagonal reinforced pins that extend 3.500 in. beyond frame.

SUMMARY

ID #	Tag	Qty	W (in.)	H (in.)	Act Qty	Actuator Type	CONFIGURATION		
2-1		1	16.000	16.000	1	Manual Quadrant	Drive Arrg: 11-1FEL-0	Sleeve: NONE	Flanges: NONE

Anexo 19: Fichas técnicas de equipos para aire acondicionado

SAMSUNG		SUBMITTAL AM288JXVAFH2AA	Page 1 of 3
		Samsung DVM S Series, Heat Pump Condensing Unit	
Job Name			Location
Purchaser			Engineer
Submitted to			Reference <input type="checkbox"/> Approval <input type="checkbox"/> Construction <input type="checkbox"/>
Unit Designation			Schedule #

System Specifications			
System	Modules Connected	Module 1 Module 2	AM144FXVAFH2AA AM144FXVAFH2AA
Performance	US Ton (nominal)		24
	Capacity (Btu/h)	Nominal / Rated Cooling ¹	288,000 / 276,000
		Nominal / Rated Heating ¹	324,000 / 308,000
	EER	Ducted / Non-Ducted	9.50 / 9.50
	IEER	Ducted / Non-Ducted	17.60 / 18.60
High Heat COP	Ducted / Non-Ducted	3.20 / 3.20	
Power	Voltage	(ø/V/Hz)	3 / 208-230 / 60
	Maximum Circuit Breaker (MCCB/ELB/ELCB)		70.0 + 70.0
	Minimum Circuit Ampacity (MCA)		52.6 + 52.6
Indoor Units	Total Capacity (%)		50 - 130% Of Outdoor Unit Capacity
	Maximum Indoor Unit Quantity		49
Refrigerant	R410A Factory Charge (lbs.)		38.36
Pipe Connections	Liquid X Suction (inches)		3/4 X 1 3/8
Installation Limitation ²	Max. Distance - ODU to IDU (feet)		656 (722 equivalent)
	Vertical Separation (feet)	ODU to IDU ³	361
		Highest/Lowest IDU	164
Total Refrigerant Pipe (feet)			3,280
Sound Level	dB (A)	Max.	65
	Operating Temperatures		
Cooling		°F	23 - 120 (-13 - 120 with LACH guards ⁴)
Heating		°F	-13.0 - 75.0
Safety Certifications			ETL (UL 1995)

	<p>Compatibility Only compatible with Samsung DVM S indoor units (AM****N**CH**), AHU kits (MXD-K**AN), and UCK (MCM-D211UN).</p> <p>Construction The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.</p> <p>Heat Exchanger The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube. The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.</p> <p>Salt spray test method: ASTM-B117-18 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.</p> <p>Controls The unit shall be operated via NASA Protocol with controls provided by Samsung The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tagname, and other information. Controls shall integrate with a BMS system without additional interface modules Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.</p> <p>Refrigerant System The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct flash injected, DC scroll type with soft-start capability. Flash injected compressors provide advanced low ambient heating performance. Refrigerant flow shall be controlled by EEV (electronic expansion valve) throughout the system. Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.</p> <p>Other Features Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable). Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation. Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14). Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles. Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units Continuous operation while outdoor unit(s) change between heating and cooling modes (conditions apply). Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2 (MIM-D00AN), DMS 2.5 (MIM-D01AUN), BACnet Gateway (MIM-B17N, MIM-B17BUN), LON Gateway (MIM-B18N, MIM-B18BUN). Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.</p>
--	---


	<p>Protection Devices Intelligent logic to ensure proper operation within unit design limitations and operational parameters. High pressure sensor, low pressure sensor, over-voltage protection, compressor over-current protection, current transformer, fan motor voltage protection, fan motor thermal protection, overheat protection, phase detection protection, high voltage fuses Inverter PCB cooling done with liquid refrigerant to maintain optimal and safe operating temperatures.</p>
--	--

Accessories		
Qty.	Model Number	Description
1	MXJ-TA3819M	Outdoor unit tee (liquid and suction fittings, ± 461,000 Btu/h)
	WHG-T2	Top wind/hail guard (8 - 16 ton outdoor units)
	WHG-SL	Left side wind/hail guard (6 - 16 ton outdoor units)
	WHG-SR	Right side wind/hail guard (6 - 16 ton outdoor units)
	WHG-R2	Rear wind/hail guard (8 - 16 ton outdoor units)
	LACH-2-KIT	Low ambient cooling hood and side guards (large chassis, 2 required)
	LACH-2-SIDE KIT	Low ambient cooling side guards (8 - 16 ton outdoor units)
	MCM-C200U	Heat pump mode selector switch
	MIM-B14	External contact control interface module (operation and error output, night silent mode manual activation)

¹ Certified in accordance with the AHRI Variable Refrigerant Flow Multi-Split Air-Conditioners and Heat Pump (VRF) Certification Program which is based on the latest edition of AHRI Standard 1230.
² Other pipe restrictions and requirements exist. Please consult technical data book or installation manuals for full details regarding limitations and other requirements for vertical separation over 163 feet (outdoor to lowest indoor).
³ When outdoor unit is lower than indoor units, and vertical separation is greater than 131 feet, additional conditions apply. Please refer to supporting documents at www.SamsungHVAC.com
⁴ When operating in cooling mode between -13°F and 5°F OA, LACH-2-KIT is required. When operating in heating mode between 5°F and 23°F OA, LACH-2-SIDE KIT is required. Refer to technical bulletin at www.DVMdownload.com for full details and requirements.
 Samsung HVAC maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

© 2019 Samsung HVAC
SHA-DVMS-03122019

www.SamsungHVAC.com



Samsung DVM S Series, Heat Pump Condensing Unit

Job Name	_____	Location	_____
Purchaser	_____	Engineer	_____
Submitted to	_____	Reference	<input type="checkbox"/> Approval <input type="checkbox"/> Construction <input type="checkbox"/>
Unit Designation	_____	Schedule #	_____

System Specifications

Performance	US Ton (nominal)	16	
	Capacity (Btu/h)	Nominal / Rated Cooling ¹	192,000 / 184,000
		Nominal / Rated Heating ²	216,000 / 206,000
	System Modulation Down to (Btu/h)	7,513	
	EER	Ducted / Non-Ducted	10.6 / 10.6
	IEER	Ducted / Non-Ducted	21.0 / 23.0
Power	Voltage	(øV/Hz)	3 / 208-230 / 60
	Maximum Circuit Breaker (MCCB/ELB/ELCB)	90	
	Minimum Circuit Ampacity (MCA)	73.0	
	SCCR	kA	5
Indoor Units	Total Capacity (%)	50 - 130% Of Outdoor Unit Capacity	
	Maximum Indoor Unit Quantity	33	
Compressor	Type	SSC Scroll X 2	
	RLA (A)	28.0	
Refrigerant	R410A Factory Charge (lbs.)	24.25	
Pipe Connections	Liquid X Suction (inches)	5/8 X 1 1/8	
	Max. Distance - ODU to IDU (feet)	656 (722 equivalent)	
Installation Limitation ³	Vertical Separation (feet)	ODU to IDU	361 (ODU above) / 131 (ODU below)
		Highest/Lowest IDU	164
	Total Refrigerant Pipe (feet)	3,280	
Condenser Fan	Fan	Type	Propeller X 2
		Output (CFM)	10,948
	Motor	Type	DC
		Output (W)	620 X 2
		FLA (A)	3.0
Max. External Static Pressure (W/C)	0.31		
Dimensions	W X H X D	Inches	51 X 66 3/4 X 30 1/8
	Weight	lbs.	734.14
Sound Level	dB (A)	Max.	64
Operating Temperatures	Cooling	°F	23 - 120
	Heating	°F	-13 - 75
Safety Certifications	ETL & ETLc		


Compatibility

Only compatible with Samsung DVM S Indoor units (AM****N'DCH**)

Construction

The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.

Controls

The unit shall be operated via NASA Protocol with controls provided by Samsung

The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, and system tag/name.

Controls shall integrate with a BMS system without additional interface modules

Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System

The compressors shall be Samsung hermetically sealed, Inverter driven, direct vapor injected, DC scroll type with soft-start capability.

Vapor injected compressors provide improved performance in cooling and heating modes.

Refrigerant flow shall be controlled by EEV (electronic expansion valve) throughout the system.

Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.

Other Features

Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).

Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels)

Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units

Continuous operation while outdoor unit(s) change between heating and cooling modes (conditions apply).

Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2 (MIM-D00AN), BACnet Gateway (MIM-B17N), LON Gateway (MIM-B18N).

Energy savings options to reduce system energy consumption in heating mode when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures.

Protection Devices	Intelligent logic to ensure proper operation within unit design limitations and operational parameters		
	High pressure sensor, low pressure sensor, over-voltage protection, compressor over-current protection, current transformer, fan motor voltage protection, fan motor thermal protection, overheat protection, phase detection protection, high voltage fuses		
	Inverter PCB cooling done with liquid refrigerant to maintain optimal and safe operating temperatures		

Accessories

Qty.	Model Number	Description
	WHG-SL	Left wind/hail guard (1)
	WHG-SR	Right wind/hail guard (1)
	WHG-R2	Rear wind/hail guard for 8 - 16 ton outdoor unit (1)
	WHG-T2	Top wind/hail guard for 8 - 16 ton outdoor unit (1)
	MCM-C200	Mode selector switch for heat pump systems

¹ Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.

² Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

³ Other pipe restrictions and requirements exist. Please consult technical data book or installation manuals for full details regarding limitations and other requirements for vertical separation over 163 feet (outdoor to lowest indoor).

Samsung DVM S Series, Heat Pump Condensing Unit

Job Name _____ Location _____
 Purchaser _____ Engineer _____
 Submitted to _____ Reference Approval Construction
 Unit Designation _____ Schedule # _____

System Specifications

Performance	US Ton (nominal)	14	
	Capacity (Btu/h)	Nominal / Rated Cooling ¹	168,000 / 160,000
		Nominal / Rated Heating ²	189,000 / 180,000
	System Modulation Down to (Btu/h)	7,513	
	EER	Ducted / Non-Ducted	10.6 / 10.9
	IEER	Ducted / Non-Ducted	20.8 / 24.5
Power	Voltage	(aV/Hz)	3 / 208-230 / 60
	Maximum Circuit Breaker (MCCB/ELB/ELCB)	80	
	Minimum Circuit Ampacity (MCA)	66.0	
	SCCR	kA	5
Indoor Units	Total Capacity (%)	50 - 130% Of Outdoor Unit Capacity	
	Maximum Indoor Unit Quantity	29	
Compressor	Type	SSC Scroll X 2	
	RLA (A)	24.0	
Refrigerant	R410A Factory Charge (lbs.)	24.25	
Pipe Connections	Liquid X Suction (inches)	5/8 X 1 1/8	
Installation Limitation ³	Max. Distance - ODU to IDU (feet)	656 (722 equivalent)	
	Vertical Separation (feet)	ODU to IDU	361 (ODU above) / 131 (ODU below)
		Highest/Lowest IDU	164
	Total Refrigerant Pipe (feet)	3,280	
Condenser Fan	Fan	Type	Propeller X 2
		Output (CFM)	10,948
	Motor	Type	DC
		Output (W)	620 X 2
		FLA (A)	3.0
Max. External Static Pressure ("WC)	0.31		
Dimensions	W X H X D	Inches	51 X 66 3/4 X 30 1/8
	Weight	lbs.	716.5
Sound Level	dB (A)	Max.	63
Operating Temperatures	Cooling	°F	23 - 120
	Heating	°F	-13 - 75
Safety Certifications	ETL & ETLc		



Compatibility
 Only compatible with Samsung DVM S Indoor units (AM****N*DCH****)

Construction
 The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
 The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube.

Controls
 The unit shall be operated via NASA Protocol with controls provided by Samsung
 The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, and system tag/name.

Controls shall integrate with a BMS system without additional interface modules
 Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System
 The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct vapor injected, DC scroll type with soft-start capability.

Protection Devices	Intelligent logic to ensure proper operation within unit design limitations and operational parameters		
	High pressure sensor, low pressure sensor, over-voltage protection, compressor over-current protection, current transformer, fan motor voltage protection, fan motor thermal protection, overheat protection, phase detection protection, high voltage fuses		
	Inverter PCB cooling done with liquid refrigerant to maintain optimal and safe operating temperatures		

Vapor injected compressors provide improved performance in cooling and heating modes.
 Refrigerant flow shall be controlled by EEV (electronic expansion valve) throughout the system.
 Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.

Other Features
 Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).

Qty.	Model Number	Description
	WHG-SL	Left wind/hail guard (1)
	WHG-SR	Right wind/hail guard (1)
	WHG-R2	Rear wind/hail guard for 8 - 16 ton outdoor unit (1)
	WHG-T2	Top wind/hail guard for 8 - 16 ton outdoor unit (1)
	MCM-C200	Mode selector switch for heat pump systems


Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels)
 Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
 Continuous operation while outdoor unit(s) change between heating and cooling modes (conditions apply).
 Maximum current control of outdoor unit(s) to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2 (MIM-D00AN), BACnet Gateway (MIM-B17N), LON Gateway (MIM-B18N).
 Energy savings options to reduce system energy consumption in heating mode when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures.

¹ Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80 °F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.
² Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70 °F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.
³ Other pipe restrictions and requirements exist. Please consult technical data book or installation manuals for full details regarding limitations and other requirements for vertical separation over 163 feet (outdoor to lowest indoor).



3-10 Ton R-410A PKGD Unitary Cooling Rooftop

Job Information

		LB 061218-1 R1 INS - Climatisa	
Tag	AH-1		
Quantity	1	Model number	TZC036

Unit Information

Tonnage	3 Ton (036)	Unit function	DX cooling
Min. Unit Operating Weight	699.0 lb	Max Unit Operating Weight	881.0 lb
Design Airflow	1631.00 m3/hr		

Cooling Information

Gross Total Capacity	36.26 MBh	Gross Sensible Capacity	26.96 MBh
Gross Latent Capacity	9.31 MBh	Net Total Capacity	34.93 MBh
Net Sensible Capacity	25.62 MBh	Net Sensible Heat Ratio	0.73 Number
Cooling Entering Dry Bulb	80.00 F	Cooling Entering Wet Bulb	67.00 F
Cooling Leaving Unit DB	55.86 F	Cooling Leaving Unit WB	54.76 F
Ambient Temp	32.00 C		

Heating Information

Heating capacity	Without electric heat
------------------	-----------------------

Motor/Electrical Information


Voltage	208-230/60/3	Design ESP	0.980 in H2O
Indoor Motor Power	0.32 kW	Indoor Mtr. Operating Power	0.43 bhp
Compressor Power	2.34 kW	System Power	2.76 kW
MCA	13.30 A	MOP	20.00 A
Condenser Fan FLA	1.00 A	Evaporator Fan FLA	2.30 A
Compressor 1 RLA	8.00 A		

Acoustics

Sound Power Level (Lw)	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
Ducted Discharge Heating								
Ducted Inlet Heating								
Outdoor Noise Heating								
Notes:								

3-10 Ton R-410A PKGD Unitary Cooling Rooftop

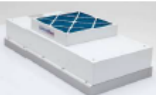

Job Information

		LB 061218-1 R1 INS - Climatisa	
Tag	AH-1		
Quantity	1	Model number	TZC036

Information for LEED Projects

ASHRAE 90.1	Yes	SEER/IEER Rating	20.10
Refrig charge (HFC-410A) - ckt 1	7.8 lb	Compressor Power	2.34 kW
Rated capacity (AHRI)	35.80 MBh	Outdoor Motor Power	0.10 kW
SEER @ AHRI		Indoor Mtr. Operating Power	0.43 bhp
EER @ AHRI Conditions	13.0 EER	Exhaust fan power	0.65 kW
<p><small>Note: This product meets the minimum equipment efficiency requirements of ASHRAE Standard 90.1-2007 and -2010 (which are based on AHRI standard rating conditions) and, therefore, also meets the LEED "Minimum Energy Performance" prerequisite in the Energy and Atmosphere section. The power data listed above is at actual user-entered conditions. Refer to the product catalog for performance at AHRI standard rating conditions.</small></p>			
<p><small>The LEED Green Building Rating System™, developed by the U.S. Green Building Council, provides independent, third-party verification that a building project meets green building and performance measures.</small></p>			

HEPA Filter and diffuser

<p>Fan Filter Unit; WhisperFlow, 2' x 4', HEPA, 120V, Powder-Coated Steel</p>	<p style="text-align: right;">Ships* 1-3 Days</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Dimensions: 23.63"W x 47.63"D x 12.6" H (600 x 1210 x 330 mm) • Includes AC 3-speed blower motor • Weight: 71 lbs (32.2 kg) • Operating Ratings (High Speed/Medium Speed/Low Speed): • Average CFM (m³/hr) 808 (1372.8) 717 (1218.19) 654 (1111.15) • Air Speed FPM (m/s): 115 (0.58) 102 (0.52) 93 (0.47) (measured 6" (132mm) below filter face) • Amps (Watts) 4.8A (576W) • Internal baffling plates and diffuser panel provide uniform air speed across the filter face, ensuring laminar airflow • 1/4" (6 mm) -20 threaded holes in top corners accommodate eyebolts to facilitate installation using suspended guy wires (order eye bolt package separately, No. 6601-02) • Includes FDA-approved silicone sealant (specify acrylic urethane or other required sealant type when FFU is ordered) • Housing: white powder-coated CR steel • HEPA Filter: 99.99% efficient High-Efficiency Particular Air, rated at particles 0.3µm diameter • Includes yellow power cord with 4-pin connector for easy installation to Terra cleanrooms and hoods (connector may be removed and replaced with plug for connection to wall outlet) o UL and CUL listed; 230VAC, 50/60 Hz units available o Sound level is approximately 49 dBA, at average air flow velocity of 90 FPM (0.46 m/s) o Replacement filter: 6601-25 (order separately) o Because filters are delicate and subject to damage during handling, all filter sales are final; no failure claims can be accepted <p>Manufacturer: Terra Universal, Inc. Country of Origin: USA Limited Warranty: 1 year parts, 90 days labor</p>	 <p style="font-size: small;">FFUs provide a uniform flow of microfiltered air to meet cleanliness standards down to Class 10</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Specifications: <ul style="list-style-type: none"> • Marks & Listings: UL, ULC • Electrical Specifications: 120V, 4.8A, 576W, 60Hz, 1Ph • Dimensions, Product: 23.63"W x 47.63"D x 12.51"H • Weight, Product: 71 Lbs • Dimensions, Shipping: 32.25" W x 58.25" D x 14.38" H • Weight, Shipping: 118 lb • Package Type: Pallet <p>www.TerraUniversal.com/6601-24-H Supplied through  TERRAUNIVERSAL.COM</p>	

* Subject to prior sale. Entered: Kamran Sadaghiani on 02/27/19 @ 10:48 AM Entered: Kamran Sadaghiani on 02/27/19 @ 10:48 AM P. **Continued from previous page**