UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

"DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS DE CLIMATIZACIÓN Y CÁMARAS FRÍAS PARA ZONAS CRITICAS EN HOSPITALES Y CLÍNICAS"

Tesis previa a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico

Autores:

Edwin Humberto Muñoz Morocho

Israel Santiago Vélez Sisalima

Director:

Ing. Fran Reinoso A.

Cuenca, Julio 2015

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

"DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS DE CLIMATIZACIÓN Y CÁMARAS FRÍAS PARA ZONAS CRITICAS EN HOSPITALES Y CLÍNICAS"

Tesis previa a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico

Autores:

Edwin Humberto Muñoz Morocho
emunoz@bomberos.gob.ec

Israel Santiago Vélez Sisalima
santyvelez@hotmail.com

Director:

Ing. Fran Reinoso A.
freinoso@ups.edu.ec

Cuenca, Julio 2015

AGRADECIMIENTO

A Dios, ser maravilloso que me dio fuerza y fe para creer que todo en la vida es posible terminar.
A mi familia en especial mi esposa e hijos, por ayudarme a encontrar el lado dulce y no amargo de la vida, convirtiéndose en mí pilar y mayor motivación para concluir este proyecto.
A usted Ing. Wilson Calle, quien como director supo guiar la elaboración de este proyecto.
A usted Ing. Paul Álvarez, quien como mentor de este proyecto, supo a través de sus conocimientos y experiencia guiarnos de la mejor manera para que esta tan anhelada se cumpla.
A mi amigo y compañero Santiago Vélez, por compartir y trabajar juntos en este sueño.
Y finalmente a todas y cada una de esas personas que colaboraron de una u otra forma a la culminación de este proyecto.

Edwin Humberto Muñoz Morocho

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a Dios por darme la vida, la salud y de esta forma de darme la oportunidad de culminar con éxito mis estudios universitarios, a mi familia por todo su apoyo brindado incondicionalmente para poder cumplir mis metas.
Quiero agradecer al Ing. Wilson Calle G. y a mis maestros por toda la enseñanza brindada.
También quiero dar un agradecimiento muy especial al Ing. Paul Álvarez Lloret quien nos ayudó incondicionalmente en este proyecto, él ha sabido guiarme, aconsejarme, brindarme su apoyo, y me ha enseñado que la única manera de aprender es a través de la lectura.
Antes de concluir quiero agradecer a mi amigo y compañero Edwin Muñoz, por compartir y concluir juntos en este sueño.

Israel Santiago Vélez Sisalima

DEDICATORIA

"La mejor manera de decir es hacer", lo decía José Martí, pensador cubano, y justamente eso ha practicado mis padres, durante todos estos años, por ello este proyecto de culminación de carrera va dedicado a ellos, que supieron desde su amor incondicional, transmitirme que los sueños se pueden realizar, siempre y cuando se junten el esfuerzo, la dedicación, la humildad y pasión para lograrlo. A ti madre y padre queridos por ser el detonante de inspiración y esfuerzo constante.

Edwin Humberto Muñoz Morocho

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a las personas más importantes en mi vida primeramente a mi mamita Cecilia Sisalima J. y a mi ñaño David Vélez S. ya que son las razón de mi existir y seguir adelante, a mi familia, en especial a un ser tan maravilloso mi abuelito Pepe él siempre estuvo ayudándome y apoyándome incondicionalmente en mi sueño, aunque ahora no se encuentra cerca, sé que desde el cielo en donde se encuentra se sentirá muy orgulloso de mi porque logre el sueño que más anhelaba el de ser un Ingeniero.

Israel Santiago Vélez Sisalima.

DECLARATORIA

Nosotros, Edwin Humberto Muñoz Morocho e Israel Santiago Vélez Sisalima, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado por ningún grado o calificación profesional y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

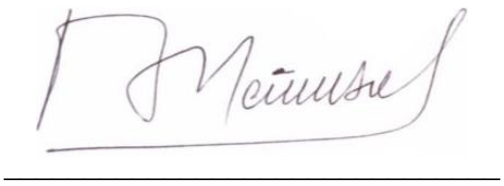
A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional Vigentes y autorizamos su publicación.

Edwin Humberto Muñoz Morocho

Israel Santiago Vélez Sisalima

CERTIFICADO

Que el presente proyecto de tesis *"DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS DE CLIMATIZACIÓN Y CÁMARAS FRÍAS PARA ZONAS CRITICAS EN HOSPITALES Y CLÍNICAS"*, realizado por los estudiantes Edwin Humberto Muñoz Morocho e Israel Santiago Vélez Sisalima fue dirigido por mi persona.



Ing. Fran Reinoso A.

RESUMEN

Este proyecto presenta el diseño de los Sistemas Mecánicos de Climatización y Cámaras Frías para zonas críticas en hospitales y clínicas, siguiendo los procedimientos de ingeniería de acuerdo a la normativa vigente por parte de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado - *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)* haciendo uso de los parámetros y recomendaciones establecidas para el diseño de estos sistemas en Hospitales y Clínicas, También se diseña el sistema de ventilación dentro de las áreas del hospital para la extracción de olores de los sanitarios.

El aire acondicionado de una Clínica u Hospital juega un papel más importante que la promoción de la comodidad. En muchos casos, el aire acondicionado adecuado es un factor en la terapia del paciente; en algunos casos, es el tratamiento principal.

El capítulo 1 presenta la revisión bibliográfica de los parámetros presentes dentro de los sistemas mecánicos de climatización y refrigeración, bienestar, confort y la calidad del aire en áreas que requieren aire tratado y puro bajo distintas condiciones ambientales, la estimación de la carga de acondicionamiento de un recinto, psicrometría y se determina las necesidades de los Hospitales o Clínicas que son el punto de partida para el diseño.

El capítulo 2 resume las diferentes alternativas de análisis de los sistemas de ventilación, aire acondicionado y refrigeración, los equipos de climatización y el control de la calidad del aire mediante el uso de filtros. La importancia de los sistemas de acondicionamiento de aire en instalaciones de salud es fundamental debido a que por la presencia de bacterias y microorganismos en el aire pueden ser perjudiciales para la salud. Por lo tanto se hace necesario evaluar las zonas de riesgos potenciales, mediante una ventilación y climatización adecuada con estándares específicos definidos en normas encargadas de la salud hospitalaria.

El capítulo 3 muestra el diseño del sistema de ventilación, del sistema de climatización y del sistema de refrigeración que se utilizará para garantizar la el confort térmico y la calidad del aire dentro de las instalaciones de los Hospitales o Clínicas.

El capítulo 4 presenta un presupuesto económico de la implementación de los sistemas de ventilación, climatización y cámaras frías para los Hospitales o Clínicas.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1: DETERMINACION DE PARAMETROS TECNICOS DE CONFORT PARA ZONAS CRITICAS DE HOSPITALES Y CLÍNICAS 1

1.1 Composición del aire 1
1.1.1 Propiedades físicas y químicas del aire 1
1.1.2 Condiciones de bienestar 3
1.2 Calor generado por el cuerpo humano 4
1.2.1 Energía producida por el hombre 4
1.2.2 Disipación del calor del cuerpo humano 5
1.2.3 Necesidad de ventilar un local 5
1.2.4 El aire contaminado 6
1.2.5 Ruido y vibraciones 6
1.3 Propiedades del aire atmosférico 7
1.3.1 Temperatura de bulbo seco 8
1.3.2 Temperatura de bulbo húmedo 8
1.3.3 Temperatura de punto de rocío 8
1.3.4 Humedad relativa 8
1.3.5 Relación de humedad 8
1.3.6 Volumen específico 8
1.3.7 Entalpia especifica 8
1.4 Cargas de enfriamiento 9
1.4.1 El efecto del almacenamiento de calor 9
1.4.2 Estudio del local, características del local y fuentes de carga térmica 10
1.4.3 Estimación de la carga de acondicionamiento del recinto 11
1.4.3.1 Conducción a través de la estructura exterior 13
1.4.3.2 Conducción a través de la estructura interior 14
1.4.3.3 Radiación solar a través de los vidrios 15
1.4.3.4 Alumbrado 15
1.4.3.5 Personas 16
1.4.3.6 Equipos 17
1.4.4 Cálculo de la carga generada por ventilación 18
1.4.5 Cálculo de la pérdida de calor por infiltración 18
1.4.5.1 CFM 19

1.4.5.1.1 Método de las fisuras 19
1.4.5.1.2 Método del cambio de aire 20
1.4.6 Cálculo de la ganancia de calor en ductos 20
1.4.7 Calor desprendido en ventiladores y bombas 21
1.4.8 Oscilaciones de temperatura 22
1.5 Psicrometría 22
1.5.1 Carta psicrométrica 23
1.5.1.1 Construcción de la carta psicrométrica 23
1.5.1.2 Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica 24
1.5.2 Condensación en las superficies 25
1.5.3 Líneas de proceso en la carta psicrométrica 25
1.5.3.1 Cambios de calor sensible 25
1.5.3.2 Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación) 25
1.5.3.3 Variación combinada de calor sensible y calor latente 26
1.5.4 Procesos de enfriamiento evaporativo y temperatura de bulbo húmedo 27
1.5.5 Operaciones básicas psicrométricas 29
1.5.5.1 Determinación de las condiciones de aire de suministro 30
1.5.6 La RSHR o línea de condiciones 32
1.5.7 Análisis psicrométrico completo 33
1.6 Flujo de fluido en tuberías y ductos 33
1.6.1 La ecuación de continuidad 34
1.6.2 Pérdida de fricción en flujo de aire a través de ductos 35
1.6.3 Relación de aspecto 36
1.6.4 Pérdidas de presión en conexiones de ductos 37
1.6.5 Pérdidas de presión en la entrada y salida de ventiladores 38
1.6.6 Método de diseño de ductos 38
1.6.6.1 Método de igual fricción 38
1.6.6.2 Método de recuperación estática 39
1.7 Plan de recolección de datos 40
1.7.1 Información general para Hospitales o Clínicas. 40
1.7.2 Orientación geográfica 40
1.7.3 Determinación de las necesidades de los Hospitales y Clínicas 42

CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN 49

2.1 Sistemas de ventilación 49
2.1.1 Tipos de ventiladores 49
2.1.1.1 Ventiladores axiales 50
2.1.1.2 Ventiladores centrífugos 50
2.1.2 Leyes de los ventiladores 50
2.1.3 Construcción y disposición de los ventiladores 51
2.1.4 Ubicación de ventiladores 51
2.1.5 Normas de ventilación 51
2.2 Sistemas de aire acondicionado 52
2.2.1 Sistemas sólo aire 53
2.2.1.1 Sistemas de zona única o unizonas 53
2.2.1.2 Sistemas de zonas múltiples o multizonas 54
2.2.1.3 Sistemas de doble ducto 54
2.2.1.4 Sistemas de volumen variable de aire (VAV) 55
2.2.2 Sistemas sólo agua 55
2.2.3 Sistemas de aire y agua 56
2.2.4 Comparación de sistemas unitarios y centrales 57
2.3 Sistemas de refrigeración 58
2.3.1 Sistema de refrigeración por compresión de vapor 58
2.3.1.1 Compresor 59
2.3.1.2 Evaporador 60
2.3.1.3 Condensador 60
2.3.1.4 Válvula de expansión 61
2.3.1.5 Líneas de admisión y descarga 61
2.3.2 Sistema de Refrigeración por absorción 61
2.3.3 Sistemas de Bomba de calor 61
2.3.4 Sistemas de cuartos fríos 61
2.3.4.1 Mediciones para elaborar un cuarto frío 62
2.3.4.2 Tipo de enfriamientos en cuartos fríos 62
2.3.4.2.1 Cuartos Refrigerados 62
2.3.4.2.2 Cuartos Congelados 63
2.3.4.3 Elementos de control y seguridad para cuartos fríos 63

2.3.4.4 Importancia de techo, suelo y paredes de cuartos fríos 64
2.3.4.5 Relación de los cuartos fríos de acuerdo al producto a almacenar 64
2.4 Equipos de climatización 64
2.4.1 Unidades autónomas 64
2.4.1.1 Acondicionador de ventana 65
2.4.1.2 Consola condensada por aire 66
2.4.1.3 Consola condensada por agua 67
2.4.1.4 Equipo partido 67
2.4.1.4.1 Equipo vertical de gran potencia 68
2.4.1.4.2 Equipo horizontal de gran potencia 68
2.4.1.4.3 Equipos de techo (roof-top) de gran potencia 68
2.5 Unidades terminales 69
2.5.1 Fan-Coils 69
2.5.2 Inductores 70
2.5.3 Climatizadores 70
2.6 Filtros 71
2.6.1 Contaminantes 72
2.6.2 Normas y reglamentos 73
2.6.3 Tipos de filtros 73
2.6.3.1 Clasificaciones según la norma UNE-EN-779 73
2.6.3.2 Clasificación morfológica 73

CAPÍTULO 3: DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS 74

3.1 Ventilación 74
3.1.1 Cálculo del flujo de ventilación - CFM (ft^3/min) 74
3.1.2 Cálculo del área y volumen del recinto. 74
3.1.3 Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora 75
3.1.4 Dimensionamiento de los ductos 76
3.2 Climatización 79
3.2.1 Cálculo de las ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior del hospital 79
3.2.2 Análisis de las áreas de paredes, techos y pisos 80
3.2.3 Análisis de ganancia de calor por conducción 80
3.2.3.1 Coeficiente global de transferencia de calor U (BTU/(h-ft2-°F)) 80

3.2.3.2 Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento - DTCE (°F) 83
3.2.3.3 Cálculo de las ganancias de calor por conducción 86
3.2.4 Análisis de ganancia de calor alumbrado 87
3.2.4.1 Capacidad del alumbrado – W (WATTS) 87
3.2.4.2 Factor de balastro 87
3.2.4.3 Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado 87
3.2.4.4 Cálculo de la ganancia de calor por alumbrado 88
3.2.5 Análisis de ganancia de calor por las personas 88
3.2.5.1 Ganancia de calor sensible y latente por persona – Qs – Ql 89
3.2.5.2 Factor de carga de enfriamiento para las personas – FCE 89
3.2.5.3 Cálculo de la ganancia de calor sensible y latente por personas 89
3.2.5.3.1 Ganancia de calor sensible 90
3.2.5.3.2 Ganancia de calor latente 90
3.2.6 Análisis de ganancia de calor por ventilación 90
3.2.6.1 Flujo de ventilación - CFM (ft^3/min) 91
3.2.6.2 Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora 92
3.2.7 Cambio de temperaturas y relaciones de humedad con 100% de aire exterior - CT (°F) – W (g agua/lb a.s) 92
3.2.7.1 Ganancia de calor sensible 93
3.2.7.2 Ganancia de calor latente 93
3.2.8 Dimensionamiento de los ductos 94
3.3 Refrigeración 97
3.3.1 Criterios generales 97
3.3.1.1 Transmisión de calor a través de paredes y techo 97
3.3.1.2 Renovación de aire 98
3.3.1.3 Cargas por iluminación 99
3.3.1.4 Cargas por persona 100
3.3.1.5 Cargas de ventiladores 100
3.3.1.6 Cargas térmicas generadas por otras fuentes 101
3.3.1.7 Refrigeración de alimentos 101
3.3.1.7.1 Refrigeración de alimentos desde la temperatura exterior 102
3.3.1.7.2 Calor de congelación 102
3.3.1.7.3 Calor de respiración liberado por alimentos 103
3.3.1.7.4 Calor total de los productos 103
3.3.2 Calor total de refrigeración 103

3.3.2.1 Potencia nominal frigorífica 104

CAPÍTULO 4: ANALISIS PRESUPUESTARIO 105

4.1 Costo total de la planta baja 105
4.2 Costo de diseño del ingeniero mecánico planta baja 107
4.3 Costo total de la planta alta 107
4.4 Costo de diseño del ingeniero mecánico planta subsuelos “A” 109
4.5 Costo total del proyecto 109

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 110

REREFENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 112

ANEXOS 114

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor 10
Figura 1.2: Componentes de la ganancia de calor (Q) en un recinto..... 12
Figura 1.3: Construcción de la carta Psicrométrica 24
Figura 1.4: Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación)..... 26
Figura 1.5: Variación combinada de calor sensible y calor latente 27
Figura 1.6: Proceso de enfriamiento evaporativo 29
Figura 1.7: Proceso de mezclado de aire 30
Figura 1.8: Flujo de energía para un recinto con acondicionamiento de aire..... 32
Figura 1.9: Ecuación de la continuidad para flujo estacionario de aire a través de un ducto **35**
Figura 1.10: Perdidas por fricción para flujo de aire en ductos de lámina galvanizada..... 36
Figura 1.11: Ubicación del Terreno para estudio de un Hospital o Clínica 41
Figura 2.1: Ciclo Frigorífico..... 59
Figura 2.2: Acondicionador de ventana..... 66
Figura 2.3: Consola condensada por aire..... 66
Figura 2.4: Equipo partido..... 67
Figura 2.5: Equipo de techo..... 69
Figura 2.6: Unidad Fan-Coil..... 70
Figura 2.7: Aplicación de filtro dependiendo del tamaño de la partícula y el contaminante72
Figura 3.1: Consultorio 3..……... 75
Figura 3.2: Dimensionamiento de ductos para consultorio 77
Figura 3.3: Dimensionamiento de ducto rectangular para consultorio..... 78
Figura 3.4: Descripción de grupos de construcción de paredes 81
Figura 3.5: Descripción de grupos de vidrios..... 82
Figura 3.6: Descripción de grupos de puertas 82
Figura 3.7: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE)..... 84
Figura 3.8: Corrección de la DTCE por latitud y mes..... 85
Figura 3.9: Tasa de ganancia de calor debida a los ocupantes 89
Figura 3.10: Dimensionamiento de ductos por ventilación..... 95
Figura 3.11: Diámetros de ductos redondos equivalentes 96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Propiedades físicas y químicas del aire 1
Tabla 1.2: Composición del aire 1
Tabla 1.3: Liberación de energía del cuerpo humano de acuerdo a la actividad realizada 4
Tabla 1.4: Fenómenos de intercambio de calor del cuerpo humano 5
Tabla 1.5: Presión sonora máxima de exposición del ser humano 7
Tabla 1.6: Tasas máximas recomendadas de infiltración para diseño a través de ventanas y puertas exteriores 19
Tabla 1.7: Velocidad sugerida en sistema de acondicionamiento de aire con baja velocidad 39
Tabla 1.8: Áreas que comprenden el Hospital o Clínica 41
Tabla 1.9: Áreas de construcción que comprenden los planos del Hospital o Clínica. 41
Figura 2.7: Aplicación de filtro dependiendo del tamaño de la partícula y el contaminante 72
Tabla 3.1: Valores recomendados de las renovaciones por hora según norma ASHRAE ... 74
Tabla 3.2: Cálculo de los CFM según las renovaciones por hora 76
Tabla 3.3: Resultados del cálculo del ducto y pérdida real en in de H2O 79
Tabla 3.4: Áreas y orientaciones de paredes QUIROFANO 3 80
Tabla 3.5: Coeficiente global de transferencia de calor U 83
Tabla 3.6: Valores de DTCE 84
Tabla 3.7: Valores de LM 85
Tabla 3.8: Ganancias de calor por conducción 87
Tabla 3.9: Resultados de la ganancia de calor por iluminación 88
Tabla 3.10: Valores de ganancia de calor sensible y latente por personas 89
Tabla 3.11: Resultados de ganancia de calor sensible por personas 90
Tabla 3.12: Resultados de ganancia de calor latente por personas 90
Tabla 3.13 Valores recomendados de las renovaciones por hora según norma ASHRAE .. 92
Tabla 3.14: Cálculo de los CFM según las renovaciones por hora 92
Tabla 3.15: condiciones de aire exterior 93
Tabla 3.16: Condiciones de aire interior 93
Tabla 3.17: Resultados de la ganancia de calor por ventilación con 100% de aire exterior 94
Tabla 3.18: Resultados de la ganancia de calor por ventilación con 100% de aire exterior 94
Tabla 3.19: Resultados del cálculo del ducto y pérdida real en in de H2O 97
Tabla 4.1: Descripción de rubros, unidades, cantidades y precios para la Planta Baja 105
Tabla 4.2: Descripción de rubros, unidades, cantidades y precios para Planta Alta 107
Tabla 4.3: Costo total del Proyecto 109

CAPÍTULO 1

1 DETERMINACION DE PARAMETROS TECNICOS DE CONFORT PARA ZONAS CRITICAS DE HOSPITALES Y CLÍNICAS

1.1 Composición del aire

El aire es el resultado de la mezcla de diferentes gases que cubren la tierra, el resultado de esta mezcla genera un gas sin sabor y sin olor.

1.1.1 Propiedades físicas y químicas del aire

Las propiedades físicas y químicas del aire se presentan en la Tabla 1.1:

Tabla 1.1: Propiedades físicas y químicas del aire. Fuente: [1]

Propiedades Físicas	Propiedades Químicas
• Es de menor peso que el agua. • Es de menor densidad que el agua. • Tiene volumen indefinido. • No existe en el vacío. • Es incoloro, inodoro e insípido. • Es un buen aislante térmico y eléctrico. • 1,29 gramos es el peso de 1 litro de aire, en condiciones normales.	• Reacciona con la temperatura condensándose en hielo a bajas temperaturas y produce corrientes de aire. • Está compuesto por varios elementos entre ellos el oxígeno (O2) y el dióxido de carbono elementos básicos para la vida.

El aire puro y limpio que rodea la tierra forma una capa de aproximadamente 500.000 millones de toneladas. La composición del aire puro se resume en la Tabla 1.2:

Tabla 1.2: Composición del aire. Fuente: [2]

Componente		Concentración aproximada
Nitrógeno	(N)	78.03% en volumen
Oxígeno	(O_2)	20.99% en volumen
Dióxido de Carbono	(CO_2)	0.03% en volumen
Argón	(Ar)	0.94% en volumen
Neón	(Ne)	0.00123% en volumen
Helio	(He)	0.0004% en volumen

Criptón	(Kr)	0.00005% en volumen
Xenón	(Xe)	0.000006% en volumen
Hidrógeno	(H)	0.01% en volumen
Metano	(CH4)	0.0002% en volumen
Óxido nitroso	(N2O)	0.00005% en volumen
Vapor de Agua	(H2O)	Variable
Ozono	(O3)	Variable
Partículas Volátiles Suspendidas		Variable

El aire contiene electricidad y contiene tanto iones cargados negativamente, como iones cargados positivamente; nuestro cuerpo necesita una cantidad mayor de los iones negativos para mantener una buena salud.

El aire con mayor presencia de iones positivos los encontramos en edificios o lugares encerrados y causan:

- Dolor de cabeza
- Aumento de la presión arterial
- Obstrucción nasal
- Ronquera
- Fatiga
- Carraspera en la garganta
- Mareo

El aire con presencia de iones negativos se halla en abundancia en lugares abiertos como en el océano, en las montañas, al pie de las caídas de aguas, ríos o riachuelos, entre otros; como consecuencia causan:

- Sentimientos de alegría y bienestar
- Reduce el número de respiraciones
- Baja la presión arterial

Para tener una idea 1 cm^3 de aire en una montaña contiene de tres a cuatro mil iones negativos, pero 1 cm^3 de aire en una oficina, luego de finalizar una jornada de trabajo de 8 horas, contiene aproximadamente cien iones.

1.1.2 Condiciones de bienestar

El termino condiciones de bienestar o confort térmico se define como la manifestación subjetiva de conformidad o satisfacción con el ambiente térmico en el que se encuentra una persona; es el control de las condiciones de temperatura, humedad y movimientos del aire de manera que sean agradables y confortables en referencia a la actividad que desarrolle una persona quien no debe experimentar sensaciones de calor o de frío [3].

Según la Norma ISO 7730 el confort térmico se define como: *"una condición mental en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico"* [4].

En la evaluación del confort térmico hay que valorar variable de sensación que conllevan una importante carga subjetiva y que influyen en los intercambios térmicos entre el individuo y el medio ambiente tales como: la temperatura del aire, la temperatura de las paredes y objetos que nos rodean, la humedad del aire, la actividad física, la clase de vestimenta y la velocidad del aire [5][6].

Temperaturas muy altas o bajas de lo habitual generan calor o frío dentro de un local de trabajo, mientras que condiciones ambientales intermedias o moderadas, en ambientes interiores, pueden generar discrepancias entre las personas que se encuentran dentro del lugar. Un mismo local y en un mismo instante, contiene personas que sienten bienestar y personas que sienten calor o frío debido a que, en la sensación térmica de las personas, influyen también factores subjetivos como las características fisiológicas y psicológicas de las personas, también influye el equilibrio térmico global del cuerpo, que depende de factores objetivos como: condiciones termohigrométricas del ambiente, ropa del individuo y actividad física realizada [7].

El bienestar térmico se define como la sensación de satisfacción que puede expresar una persona con el ambiente térmico. La sensación incómoda de frío o de calor en todo el cuerpo es el producto de insatisfacción térmica que puede ser causada por el enfriamiento o el calentamiento indeseado de una parte del cuerpo humano [7].

El malestar térmico de un lugar puede ser originado debido a las corrientes de aire, suelos demasiado calientes o fríos, diferencias en la temperatura del aire a distintas alturas de cuerpo

humano, diferencias altas de la temperatura radiante o asimetría de radiación entre paredes opuestas y entre el techo y el suelo de los locales. *El malestar térmico, ya sea en el cuerpo como un todo o en alguna parte del mismo, afecta a los trabajadores de diversas formas, aumenta su fatiga, impide la correcta realización de las tareas, provoca insatisfacción y da lugar a muchas quejas* [7]**.**

1.2 Calor generado por el cuerpo humano

El cuerpo genera procesos considerados exotérmicos que eliminan calor, estos procesos son: transformación de alimentos en el trabajo muscular, reconstitución de tejidos, energía, entre otros. Estos procesos se constituyen en lo que llamamos de Metabolismo [8].

El proceso del metabolismo de puede ser dividido en dos grupos:

- **Metabolismo Basal** son procesos involuntarios que curren en nuestro interior y procesos automáticos subsecuentes vegetativos y/o continuos.
- **Metabolismo Muscular** involucra todos los procesos que involucran el movimiento voluntario de cualquier músculo comandado directamente por el cerebro.

1.2.1 Energía producida por el hombre

Se define como: *"la cantidad de calor (en watts) liberada en un ambiente por los seres humanos en sus diversas actividades"* [8].

La cantidad de energía calorífica generada en el interior del cuerpo humano es utilizada en un 20% para los procesos metabólicos y el 80% se elimina al medio ambiente. La tabla 1.3 presenta los rangos de liberación de cantidad de calor que genera el cuerpo humano dependiendo de la actividad que esté realizando.

Tabla 1.3: Liberación de energía del cuerpo humano de acuerdo a la actividad realizada. Fuente: [8]

Actividad	Cantidad de energía en Watts
Durmiendo	Mínimo 70
Sentado/movimiento moderado	130 – 160

De pie/trabajos leves	160 – 190
Sentado/movimiento intensos	190 – 230
De pie/trabajos intensos	220 – 290
Andando/ trabajos pesados	290 – 410
Trabajos pesados/cavando	440 – 580
Nivel máximo de actividades	Máximo 1.100

El ser humano posee una temperatura corporal constante igual a 37°C y varia durante el día y la noche con variación de ± 1° C, esta variación es controlada con el ritmo cardiaco que mantiene la temperatura constante de 37ºC. Un exceso de calor debe ser disipado al exterior.

1.2.2 Disipación del calor del cuerpo humano

El cuerpo humano intercambia calor con el ambiente según la física, la Tabla 1.4 presenta los fenómenos físicos que se dan en el intercambio de calor del cuerpo humano:

Tabla 1.4: Fenómenos de intercambio de calor del cuerpo humano. Fuente: [8]

Fenómeno Físico	**Forma de Intercambio de calor**
Conducción	Solido ha solido por contacto
Convección	Solido ha solido sin contacto
Radiación	Solido ha gaseoso
Evaporación	Cambio de fase (ejemplo: en los pulmones y en piel).

El calor disipado por el cuerpo humano puede ser sensible (no incurre en cambio de fase) o latente (existe cambio de fase).

1.2.3 Necesidad de ventilar un local

El ser humano necesita respirar continuamente aire que aporte oxígeno al metabolismo, para garantizar su vida; el aire debe tener la mejor calidad y estar libre de contaminantes que reaccionen en contra del organismo. Humos, polvo, personas respirando, entre otros convierten el aire de los locales cerrados en inaceptable para el consumo humano. Por lo tanto ser requiere de una técnica que controle y procure un cambio del aire interior polucionado por otro nuevo de mejor calidad. De acuerdo con el trabajo físico que desarrolle una persona al interior de un lugar cerrado, se necesitara mayor cantidad de aire [9].

“Instalaciones de ventilación se encargan de extraer o introducir aire nuevo en un ambiente o zona interior, evitando la formación de ambientes insalubres” [10].

Un recinto cerrado requiere la ventilación forzada, en especial si en el exterior hace frío o calor y se mantiene cerrado todas las puertas y ventanas. La ventilación suficiente es de un local será una tarea por parte del diseñador de climatización.

1.2.4 El aire contaminado

El aire que una persona respira está compuesto de los componentes que se resumen en la Tabla 1.2.

Un contaminante es la partícula o gas existentes en el aire, que puede perjudicar la salud, estos contaminantes se clasifican de acuerdo a [9]:

- Humos y polvos. De muy pequeño tamaño.
- Aerosoles: formados por partículas líquidas en suspensión.
- Bio-aerosoles: bacterias, virus, hongos, polen, etc. Generadas por animales o plantas.
- Gases: butanos, alcoholes, disolventes. Generados en procesos industriales o de limpieza.
- Vapores: por la respiración y transpiración de personas, y procesos de evaporación de agua. Baños, piscinas, cocinas, vestuarios.
- Contaminantes industriales: metales, fibras textiles o minerales, gases de soldadura.

La respiración de las personas convierte el Oxígeno presente en el aire (O 2), en dióxido de carbono (CO 2), y la transpiración (por respiración y sudor), genera vapor de agua, olores y aumento de la temperatura [10].

1.2.5 Ruido y vibraciones

En un lugar de trabajo pueden existir riesgos como la exposición al ruido y a las vibraciones por parte de la persona que labora allí.

La pérdida de audición a causa de la exposición a ruidos es una de las enfermedades profesionales más corrientes, en áreas como: construcción, fundiciones, industria textil o en una oficina se genera mayor riesgo.

Exposiciones al ruido excesivo por tiempos cortos ocasiona pérdidas temporales de audición y la exposición durante un largo tiempo puede provocar pérdidas permanentes. La pérdida de audición se produce a lo largo del tiempo y en la mayoría de los casos la persona no se da cuenta de este problema hasta que su sentido del oído ha quedado dañado permanentemente, toda persona expuesta al ruido pertenece a un grupo de riesgo [11].

La Tabla 1.5 presenta los valores máximos a los que las personas pueden estar expuesta de acuerdo al lugar.

Tabla 1.5: Presión sonora máxima de exposición del ser humano. Fuente: [12]

TIPO DE LOCAL	VALORES MÁXIMOS DE NIVEL SONORO(dBA)	
	DIA	NOCHE
Oficinas	45	-
Locales comerciales	55	-
Cultura y religión	40	-
Docencia	45	-
Hospitales	40	30
Ocio	50	-
Residencial	40	30
Vivienda:		
Piezas habitadas, excepto cocina	35	30
Pasillos, aseos y cocina	40	35
Zonas de acceso común	50	40
Espacios comunes: vestíbulo, pasillos	50	-
Espacio de servicio: aseos, cocinas, lavaderos	55	-

1.3 Propiedades del aire atmosférico

El aire atmosférico es el aire que contiene una cierta cantidad de vapor de agua (humedad) y es necesario tratarlo como una mezcla de aire seco y vapor de agua [13].

Las propiedades del aire atmosférico se define son:

1.3.1 Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura medida con un termómetro convencional de mercurio o similar cuyo bulbo se encuentra seco [13].

1.3.2 Temperatura de bulbo húmedo

Es la temperatura estacionaria de no equilibrio que alcanza una pequeña masa de líquido sumergida en condiciones adiabáticas en una corriente continua de gas. El termómetro mantiene un bulbo envuelto en un tejido de muselina que se empapa con agua destilada [13].

1.3.3 Temperatura de punto de rocío

Es la temperatura a la que empieza a condensarse el vapor de agua contenido en el aire, produciendo rocío, neblina, cualquier tipo de nube o, en caso de que la temperatura sea lo suficientemente baja, escarcha [13].

1.3.4 Humedad relativa

Es la relación entre la cantidad de humedad existente en el aire, respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener bajo la misma temperatura [13].

1.3.5 Relación de humedad

En la masa de vapor de agua que está presente en una unidad de aire seco [13].

1.3.6 Volumen específico

Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco [14].

1.3.7 Entalpia especifica

Es el contenido de calor del aire, por unida de peso. La entalpía es una función de estado (sólo depende de los estados inicial y final), que se define como la suma de la energía interna de un sistema termodinámico y el producto de su volumen por su presión [14].

1.4 Cargas de enfriamiento

En el interior de un edifico se produce ganancia de calor debido a diferentes fuentes. Si la temperatura y la humedad del recinto se beben mantener a un nivel confortable, entonces hay que extraer calor para compensar las ganancias.

La cantidad neta de calor que se extrae se llama carga de enfriamiento y el cálculo de la carga de enfriamiento se basa en los principios de transferencia de calor; los métodos de cálculos que se emplearan se basan esencialmente en los que recomienda la ASHRAE. Los procedimientos de cálculos son más exactos y la mayor exactitud conduce con frecuencia a la selección de equipos de menor tamaño y más eficiente en cuanto al uso de energía [15].

1.4.1 El efecto del almacenamiento de calor

El efecto del almacenamiento de calor en un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

La carga de calefacción de un recinto es simplemente la suma de las pérdidas de calor del recinto. La ganancia neta de calor de un recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento, esta ganancia de calor está constituida por partes procedentes de distintas fuentes como: radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipos, infiltración; todo el calor que se recibe de estas fuentes en general no se emplea en forma inmediata para calentar el aire del recinto. Algo del calor, en especial la energía radiante del sol, las luces y las personas, se absorben en los materiales dentro del recinto, tanto en su estructura como en sus muebles y este efecto es conocido como el efecto de almacenamiento de calor que se absorbe y almacena en los materiales de construcción.

"La carga de enfriamiento del recinto, que es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para mantener las condiciones de diseño, es la suma de las ganancias netas de calor" [14].

El efecto de almacenamiento se puede considerar también como un periodo de retraso de calor, en la Figura 6.2 se observa que el almacenamiento de calor se produce más allá de la hora de la carga máxima en el día.

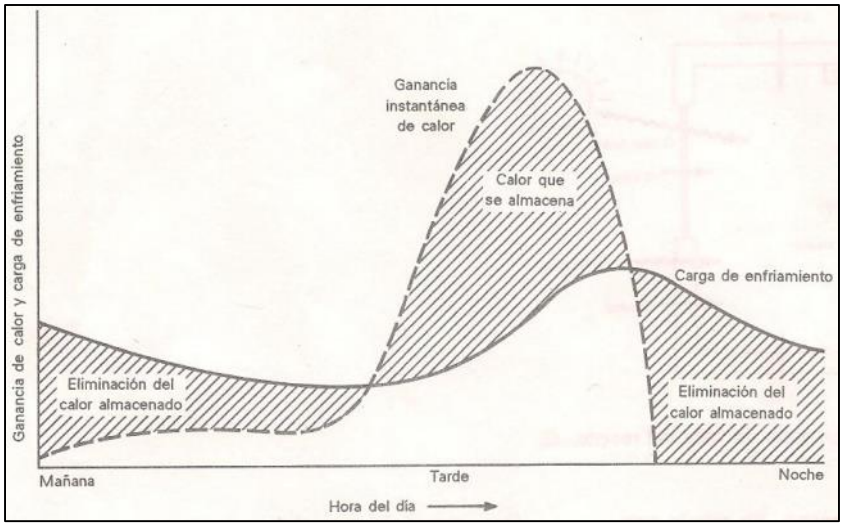


Figura 1.1: Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor. Fuente: [14]

1.4.2 Estudio del local, características del local y fuentes de carga térmica

Para estimar de manera real las cargas de refrigeración y de calefacción es fundamental estudiar las componentes de carga del espacio que se va a acondicionar. Cuando se realiza la estimación, el estudio debe garantizar precisión y debe abarcar todas las cargas existentes. Los planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, croquis sobre el terreno y fotografías de aspectos importantes del local deben ser considerados de manera necesaria. Los aspectos físicos a considerarse se presentan en [16] y son:

- ***Orientación del edificio y situación del local a acondicionar con respecto a****:*
  - Puntos cardinales
  - Estructuras permanentes próximas
  - Superficies reflectantes
- ***Destino del local.***
- ***Dimensiones del local o locales***
- ***Altura de techo***
- ***Columnas y vigas***: tamaño, profundidad y cartelas o riostras angulares.
- ***Estructura de los cerramientos y materiales utilizados***
- ***Condiciones del entorno***

- ***Ventanas*:** dimensiones y situación, material de marcos, tipo de cristal, tipo de persiana, etc.
- ***Puertas**:* situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.
- ***Escaleras y huecos verticales.***
- ***Ocupantes**:* número, tiempo de ocupación, naturaleza de su actividad, alguna concentración especial.
- ***Alumbrado***: potencia en la hora punta. Tipo: incandescente, fluorescente, directo o indirecto.
- ***Motores***: situación, potencia nominal y régimen de trabajo.
- ***Equipos y utensilios diversos*** que funcionan dentro del recinto y sus características de funcionamiento.
- ***Ventilación necesaria*** en función de las necesidades del recinto y del nivel de bienestar deseado, respetando las condiciones mínimas exigidas por la normativa vigente.
- ***Almacenamiento térmico***: horario de funcionamiento del sistema, especificación de las condiciones punta exteriores, variación admisible de temperatura en el recinto durante el día, alfombras en el suelo, naturaleza de los materiales que rodean el espacio acondicionado.
- ***Funcionamiento continuo o intermitente**:* si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración o calefacción previa.

1.4.3 Estimación de la carga de acondicionamiento del recinto

La estimación de la carga de acondicionamiento en un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

Es necesario determinar la carga de refrigeración o calefacción que requiere un recinto para poder dimensionar correctamente la instalación: potencia de los equipos, conductos de aire, tuberías de agua, sistema de control, etc.

Para ello deben escogerse unas condiciones interiores y exteriores de cálculo, que vienen determinadas por el reglamento de calefacción y refrigeración del país, que es de obligado cumplimiento. Deberá ponerse extremo cuidado en tener en cuenta todas las cargas, tanto interiores como exteriores, régimen de funcionamiento de las instalaciones y utilización del recinto que debe climatizarse [16].

Si en algún aspecto, como por ejemplo radiación solar incidente, el reglamento no especifica nada, el proyectista deberá tener en cuenta las condiciones más desfavorables que puedan presentarse a lo largo de la temporada de calefacción o refrigeración. El sistema de climatización debe diseñarse de forma tal que, para un día y una hora de máxima carga, sea capaz de mantener las condiciones de bienestar deseadas.

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor de un recinto y que son tomados en cuenta para el cálculo dentro de este proyecto se muestran en la Figura 1.2 y son los siguientes:

- Conducción a través de paredes techos y vidrios al exterior
- Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación solar a través de los vidrios.
- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.
- Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

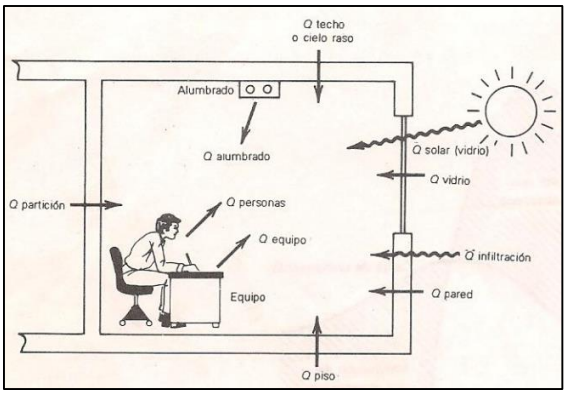


Figura 1.2: Componentes de la ganancia de calor (Q) en un recinto. Fuente: [14]

Hay dos grupos de ganancias de calor que se debe diferenciar.

- Ganancias de calor sensible.- aumento de la temperatura del aire
- Ganancias de calor latente.- adición de vapor de agua en el aire.

El cálculo de cada una de los componentes que contribuyen a la ganancia de calor se presentan a continuación y son tomados del libro: "Acondicionamiento de Aire" [14].

1.4.3.1 Conducción a través de la estructura exterior

La conducción a través de la estructura exterior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techos, que dan al exterior se calculan con la Ecuación 1.1:

$$Q = U \times A \times DTCE \qquad \textbf{Ecuación 1.1}$$

Dónde:

- Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes, o vidrio en BTU/h.
- U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, en BTU/h-ft²-ºF.
- A = Área del techo. Paredes y vidrios, ft².
- $DTCE$ = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, ºF.

"Los valores de las tablas se basan en temperaturas de diseño de interior de 78°F y una temperatura exterior diario, de 85°F con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de Julio a una latitud de 40°N "

La $DTCE$ es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Los valores de DTCE que se encuentran en las tablas se deben corregir como sigue la Ecuación 1.2:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_0 - 85)] * f \qquad \textbf{Ecuación 1.2}$$

Siendo:

- $DTCE_e$ = Valor corregido de DTCE en ºF
- $DTCE$ = Valor de las tablas
- LM = Corrección para latitud al calor y mes
- K = Corrección debido al color de la superficie
  - K = 1.0 para superficies obscuras o áreas industriales
  - K = 0.5 para techos de color claro, en zonas rurales
  - K = 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales
- t_R = temperatura del recinto en ºF
- t_0 = temperatura de diseño exterior promedio en ºF
- f = factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para el techo)
  - f =0.75 para ventilación de entrepiso(techo falso)
  - f = 1 para los demás casos

1.4.3.2 Conducción a través de la estructura interior

La conducción a través de la estructura interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos, cielos rasos se pueden calcular con la Ecuación 1.3:

$$Q = U \times A \times DT \qquad \textbf{Ecuación 1.3}$$

Donde:

- Q= velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, BTU/h
- U= Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/h - ft^2 - °F
- A=Área de la división, piso o cielo raso, ft^2

- DT= Diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados; °F

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5°F menos que la temperatura exterior.

1.4.3.3 Radiación solar a través de los vidrios

La radiación solar a través de los vidrios de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancias de calor del recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto del almacenamiento.

Las ganancias netas de calor se pueden calcular mediante la Ecuación 1.4:

$$Q = FGSC * A * SC * FCE \qquad \textbf{Ecuación 1.4}$$

Donde:

- Q = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio; BTU/h
- $FGSC$ = Factor de ganancia máxima de calor solar; BTU/h - ft^2
- A= Área del vidrio; ft^2
- CS= Coeficiente de sombreado
- FCE= Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

El factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS) es la ganancia máxima de calor solar a través del vidrio sencillo de 1/8 de in en un mes, orientación y latitud dados.

1.4.3.4 Alumbrado

La carga generada por el alumbrado en el interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

El calcular la ganancia de calor debido al alumbrado se hace mediante la Ecuación 1.5:

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE$$ **Ecuación 1.5**

Donde:

- Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h
- W= capacidad del alumbrado, Watts
- FB= Factor de balastra
- FCE= factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El término W es la capacidad nominal de las luces en uso, expresada en Watts. El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. El valor típico es de 1,25 para el alumbrado fluorescente; para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales y el FB = 1.0.

El factor FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, así como de la construcción del edificio, el tipo de unidades de alumbrado, y la cantidad de ventilación.

Para cualquiera de las siguientes condiciones no se puede permitir efecto de almacenamiento:

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

Para los casos en que es posible aplicarse, es posible encontrarlos en el ASHRAE Fundamentals Volume. En los demás casos, use un valor de FCE = 1.0

1.4.3.5 Personas

La carga generada por las personas en el interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente.

Para la ganancia de calor sensible se utiliza la Ecuación 1.6 y la ganancia de calor latente se utiliza la Ecuación 1.7:

$$Q_s = q_s * n * FCE \qquad \textbf{Ecuación 1.6}$$

$$Q_l = q_l * n \qquad \textbf{Ecuación 1.7}$$

Donde:

- Q_s , Q_l = Ganancias de calor sensible y latente
- q_s , q_l = Ganancia de calor sensible y latente por persona
- n = número de personas
- FCE= factor de carga de enfriamiento para las personas.

La velocidad de ganancia de calor debida a las personas depende de su actividad física. Las velocidades están determinadas para una temperatura de BS de recinto de 78°F, sin embargo varían ligeramente para otras temperaturas.

El factor FCE, del efecto de almacenamiento de calor, se aplica la ganancia de calor debida a las personas. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el FCE=1.0.

1.4.3.6 Equipos

La carga generada por los equipos en el interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

Las ganancias de calor debido al equipo se pueden calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen calor sensible como latente; la producción de calor procedente de

los motores y el equipo que los impulsa se debe a la conversión de energía eléctrica en calor. La proporción de calor generado que pasa al recinto de acondicionamiento de aire depende de si el motor y la carga impulsada se encuentran en recinto, o tan solo uno de ellos.

1.4.4 Cálculo de la carga generada por ventilación

El cálculo de la carga generada por ventilación se estudia en [14] en donde se establece que:

En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire es mayor que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo, el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento, y por lo tanto es parte de la carga de refrigeración, pero no de la carga del recinto.

Para calcular las cargas de enfriamiento sensible y latente debidas al aire de ventilación se usan la Ecuación 1.8 y Ecuación 1.9 respectivamente:

$$Qs = 1.1 * CFM * CT \qquad \textbf{Ecuación 1.8}$$

$$Ql = 0{,}68 * CFM * (We - Wi) \qquad \textbf{Ecuación 1.9}$$

Donde

- Qs , Ql = cargas de calor sensible y latente debido al aire de ventilación, BTU/h
- CFM = Flujo de aire de ventilación ft3/min
- CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior °F
- We, Wi = Relación de humedad exterior e interior, g de agua/lb de aire seco.

El calor Qt total retirado del aire de ventilación es: $\boldsymbol{Qt = Qs + Ql}$

1.4.5 Cálculo de la pérdida de calor por infiltración

El cálculo de la perdida de calor por infiltración se estudia en [14] en donde se establece que:

La infiltración de aire a través de fisuras en las ventanas o puertas ocasiona una ganancia de calor, tanto sensible como latente, en el recinto.

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el invierno tienen ventilación mecánica que emplea algo del aire del exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración, porque se crea una presión positiva de aire dentro de la construcción. En este caso, el aire de ventilación no es una carga en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento.

1.4.5.1 CFM

Hay dos métodos para calcular la velocidad de infiltración o ventilación del aire (CFM): el método de las fisuras y el método del cambio de aire.

1.4.5.1.1 Método de las fisuras

El método de fisura para determinar la velocidad de infiltración del aire hacia el interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

Este método supone que se puede medir o establecer una tasa de infiltración del aire con exactitud, por pie de fisura. Los reglamentos energéticos tienen una lista de velocidades máximas permisibles de infiltración para construcciones nuevas o remodelaciones. La Tabla 1.6 es una lista de tasas típicas de infiltración en los reglamentos de energía, basada en un viento de 25MPH.

Tabla 1.6: Tasas máximas recomendadas de infiltración para diseño a través de ventanas y puertas exteriores. Fuente: [14]

Componente	Tasa de Infiltración
Ventanas	0.75 CFM/ft de fisura
Puertas	1 CFM/ft de fisura

Las longitudes y áreas de las fisuras se deben determinar mediante los planos de la construcción, o mediciones de campo.

1.4.5.1.2 Método del cambio de aire

El método del cambio de aire para determinar la velocidad de infiltración del aire hacia el interior de un recinto se estudia en [14] en donde se establece que:

Este método supone que se pueden calcular el número de cambios de aire por hora. Un cambio de aire es igual al volumen del recinto. Esta determinación se basa en la experiencia y en las pruebas.

Con definición del cambio de aire, se puede emplear la Ecuación 1.10 para calcular la tasa de infiltración de aire en CFM.

$$CFM = CA * \frac{V}{60}$$ **Ecuación 1.10**

Donde:

- CFM = velocidad de infiltración de aire al recinto, CFM
- CA= Número de cambios de aire por hora para el recinto
- V= Volumen del recinto, ft^3

1.4.6 Cálculo de la ganancia de calor en ductos

El cálculo de la ganancia de calor en ductos se estudia en [14] en donde se establece que:

El aire acondicionado que pasa por los ductos gana calor en los alrededores. Si el ducto pasa a través de espacios acondicionados, la ganancia de calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero para los ductos que pasan por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible que se debe sumar a la RSHG. La ganancia de calor se puede calcular con la Ecuación 1.11 de transferencia de calor.

$$Q = U * A * \Delta T$$ **Ecuación 1.11**

Donde:

- Q = Ganancia de calor del ducto, BTU/h

- U = coeficiente general de transferencia de calor, BTU/h
- A = superficie del ducto, ft^2
- ΔT = Diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores, °F

Si hay ganancia apreciable en los ductos de retorno de aire se debe calcular también, pero sólo se suma a la carga de refrigeración y no a las RSHG.

Aunque la ganancia de calor a los ductos de suministro en los recintos acondicionados no se desperdicia, se debe tener bastante cuidado para que no afecte la distribución del enfriamiento. Si hay tramo largo de ducto con varias salidas, las ganancias de calor en las primeras secciones del ducto podrían ser suficientes para que la temperatura del aire en las últimas sea demasiada alta. En este caso, podría ser útil aislar el ducto, aun cuando se encuentre en la zona acondicionada.

1.4.7 Calor desprendido en ventiladores y bombas

El cálculo del calor desprendido en ventiladores y bombas se estudia en [14] en donde se establece que:

Algo de la energía de los ventiladores y bombas del sistema se convierten en calor debido a la fricción y otros efectos, y viene a ser parte de la ganancia de calor que debe sumarse a la carga de refrigeración. Para un ventilador dispuesto para succionar con una corriente descendente desde el serpentín de enfriamiento, se suma el calor a la RSHG, mientras que para uno dispuesto para insuflar, con una corriente ascendente desde el serpentín, el calor sólo se suma a la carga de refrigeración.

Se puede tomar en cuenta aproximadamente el calor del ventilador como sigue:

- Para presión de 1in de agua sumar 2.5% a la RSHG
- Para presión de 2in de agua suma 5% a la RSHG
- Para presión de 4in de agua sumar 10% a la RSHG

El calor de la bomba de agua helada en los sistemas pequeños es poco en general y puede ignorarse, pero para los sistemas grandes puede ser de 1 a 2% del calor sensible y se debe sumar a la carga de refrigeración.

1.4.8 Oscilaciones de temperatura

Las oscilaciones de temperatura que se dan dentro de un recinto se estudian en [14] en donde se establece que:

Los cálculos de carga de enfriamiento que se describieron aquí se basan en mantener una temperatura constante en el recinto. Si se permite que la temperatura del recinto aumente más que el punto de ajuste del termostato, la llamada oscilación de temperatura que puede reducir todavía más la carga de enfriamiento.

Para proyectos muy grandes, el diseñador puede también, con frecuencia, reducir la carga pico calculada tomando en cuenta la diversidad. Esto se refiere al hecho de que las ganancias de calor debido a las personas y al alumbrado pueden variar con la hora.

1.5 Psicrometría

La Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado - *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)* define el acondicionamiento del aire como: *"El proceso de tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos del espacio acondicionado"* [17].

Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

1. Control de la temperatura.
2. Control de la humedad.
3. Filtración, limpieza y purificación del aire.
4. Circulación y movimiento del aire.

El acondicionamiento completo de aire, proporciona el control automático de estas condiciones, tanto para el verano como para el invierno. El control de temperatura en verano se logra mediante un sistema de refrigeración, y en invierno, mediante una fuente de calor. El control de humedad en verano requiere de deshumidificadores, lo que se hace normalmente al pasar el aire sobre la superficie fría del evaporador. En el invierno, se requiere de humidificadores, para agregarle humedad al aire en el sistema de calentamiento. La filtración del aire, en general, es la misma en verano que en invierno. El acondicionamiento de aire en casas, edificios o en industrias, se hace por dos razones principales: proporcionar confort al humano, y para un control más completo del proceso de manufactura; el control de la temperatura y la humedad, mejora la calidad del producto terminado. Para acondicionar aire en un espacio, se requiere tener conocimientos básicos de las propiedades del aire y la humedad, del cálculo de cargas de calentamiento y de enfriamiento, manejo de las tablas o carta psicométrica, y del cálculo y selección de equipo. También se requiere del conocimiento y manejo de instrumentos, como termómetros de bulbo seco y de bulbo húmedo (psicrómetro), el higrómetro, tubo de pitot, registradores, manómetros y barómetros [14][18].

1.5.1 Carta psicrométrica

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicométrica. Su empleo es universal porque representa una gran cantidad de información en forma sencilla y porque ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire [14].

1.5.1.1 Construcción de la carta psicrométrica

La construcción de la carta psicrométrica se lo estudia en [14], la ubicación de las escalas para cada una de las propiedades y las líneas de calor constante para esas propiedades se presenta en la siguiente figura. Cada parte de la Figura 1.3 es un esquema de las cartas psicométricas, que no está trazada a escala real.

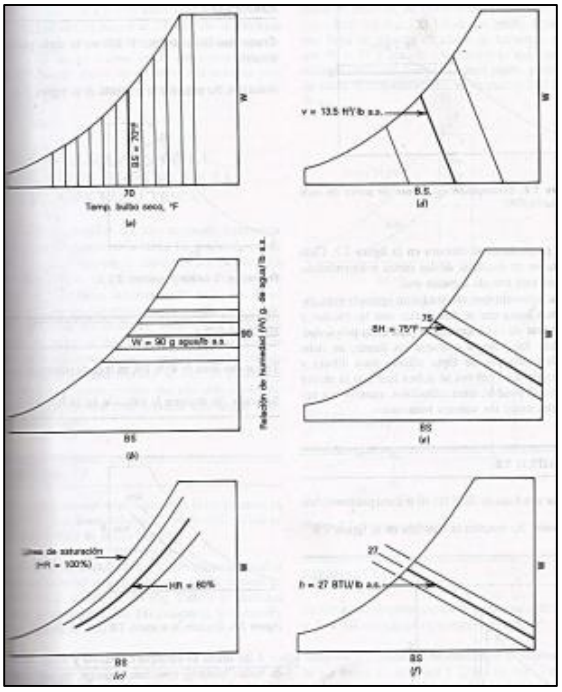


Figura 1.3: Construcción de la carta Psicrométrica. Fuente: [14]

1.5.1.2 Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica

Cualquier condición del aire se puede representar mediante un punto en la carta psicrométrica. La condición puede ubicarse una vez que se conozcan dos propiedades independientes.

Cada propiedad se representa mediante una línea, la intersección de las dos líneas define el punto que representa la condición o estado del aire. Una vez localizado ese punto, se pueden leer cualquiera de las propiedades adicionales en la carta.

La carta psicométrica que se maneja es a la presión de 29.92 in Hg, que es la presión atmosférica normal a nivel del mar. Para presiones que difieren apreciablemente, algunas de las propiedades que se indican en la carta no serán correctas, por lo que no se puede utilizar la carta. Una de las soluciones es usar una carta psicométrica a la presión real o utilizar la carta psicométrica a la presión del nivel del mar y corregir sus valores utilizando las ecuaciones de propiedades [14].

1.5.2 Condensación en las superficies

La humedad sobre el vidrio se condensa con el aire del recinto cuando la temperatura de vidrio es menor a la del punto de rocío del aire del recinto. El aire que toca el vidrio se enfría a menos temperatura que su punto de rocío, el aire está saturado con vapor de agua, ya que parte de él se condensa [14].

1.5.3 Líneas de proceso en la carta psicrométrica

El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición. A este cambio se le llama proceso.

Ayuda mucho en indicar estos procesos en la carta psicométrica, en la selección de equipos y análisis de problemas. Se indican los procesos trazando una línea desde el estado inicial del aire hasta su estado final. El aire cambia sus propiedades a lo largo de esa línea. La mayor parte de los procesos se pueden representar mediante líneas rectas [14].

1.5.3.1 Cambios de calor sensible

El proceso de variación de calor sensible es aquel en el cual se agrega o se retira el calor del aire y como resultado varía la temperatura de bulbo seco (BS), pero sin embargo no varía el contenido de vapor de agua. Por lo tanto, la dirección del proceso debe de ser a lo largo de una línea de relación constante de humedad. El calentamiento sensible (proceso 1-2) ocasiona un aumento de temperatura de BS y en la entalpía. El proceso 1-3 es de enfriamiento sensible (eliminación de calor), y ocasiona una disminución de la temperatura de bulbo seco y de la entalpía [14].

1.5.3.2 Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación)

Al proceso de agregar vapor de agua al aire se le llama humidificación, y a la eliminación de vapor de agua se le llama des humidificación. En la Figura 1.4 se muestra que en el proceso 1-4, la humidificación, tiene como resultado un aumento en la relación de humedad y la entalpía. En la humidificación, la entalpía del aire aumenta debido a la entalpía de vapor de agua que se agregó. Esto implica lo que se le llama variación de calor latente. En la des

humidificación, proceso 1-5, la eliminación de vapor de agua acarrea una disminución de entalpía.

Estos procesos, des humidificación o humidificación puras sin variación de calor sensible, no se presentan con frecuencia en las instalaciones de acondicionamiento de aire. Sin embargo, es importante comprender el concepto para analizar diversas condiciones [14].

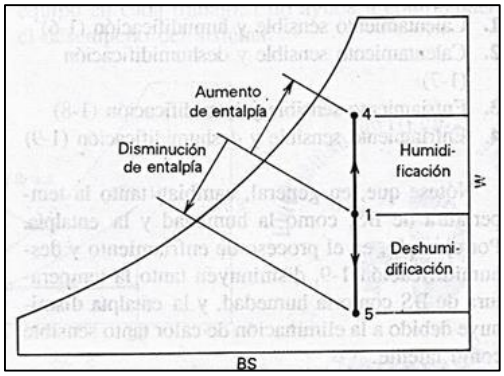


Figura 1.4: Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación). Fuente: [14]

1.5.3.3 Variación combinada de calor sensible y calor latente

En la Figura 1.5 se muestran los procesos combinados de calor sensible y latente, que se pueden presentar en el acondicionamiento de aire:

- Calentamiento sensible y humidificación (1-6)
- Calentamiento sensible y des humidificación (1-7)
- Enfriamiento sensible y humidificación (1-8)
- Enfriamiento sensible y deshumidificación (1-9)

Nótese que, en general, cambian tanto la temperatura de bulbo seco (BS), como la humedad y la entalpía. Por ejemplo, en el proceso de enfriamiento y des humidificación 1-9, disminuyen tanto la temperatura de bulbo seco como la humedad, la entalpía disminuye debido a la eliminación de calor tanto sensible como latente.

Es importante determinar la cantidad de calor de vapor de agua que se agregan o eliminan en el equipo de acondicionamiento, así como determinar los cambios de propiedades [14].

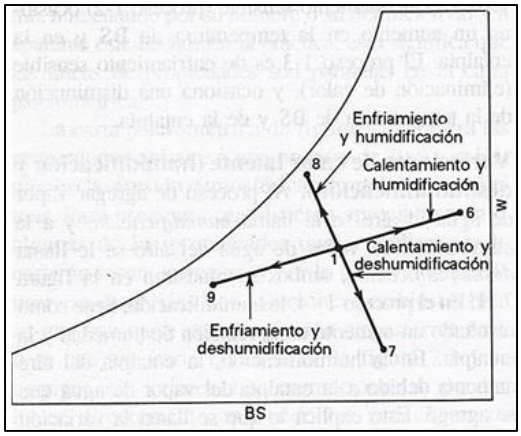


Figura 1.5: Variación combinada de calor sensible y calor latente. Fuente: [14]

1.5.4 Procesos de enfriamiento evaporativo y temperatura de bulbo húmedo

Hay un proceso especial de enfriamiento y humidificación que requiere de una descripción más detallada: el enfriamiento evaporativo que se muestra en la Figura 1.6 y se estudia en [14], en donde se establece que:

Se rocía agua en la corriente de aire. Algo del agua se evapora, aumentando el contenido de vapor de agua en el aire. El aire que no se vapora se recircula en forma continua, y no se agregue calor externo al proceso.

Si la temperatura de bulbo seco del aire se mide cuando entra y sale de la unidad de acondicionamiento, se notará que la temperatura a la salida es más baja que la de entrada, aunque no se use enfriamiento externo. Esto indica que se ha suministrado calor sensible al aire. Lo que originó la baja de temperatura es debido a que la evaporación de agua necesita de calor. Como no hay fuente externa de calor, a diferencia del proceso de humidificación pura que se describió antes, este calor se debe obtener del aire, disminuyendo su temperatura.

El siguiente factor de importancia que debe observarse acerca del proceso de enfriamiento evaporativo es cuando corresponde a un proceso de entalpía constante. Debe de serlo así, porque no hay calor que se agregue ni que se elimine de la mezcla de aire y vapor de agua. Simplemente hay un intercambio de calor. El calor sensible disminuye y el calor latente aumenta en la misma cantidad. Un proceso en el cual no varía el contenido total de calor se

llama proceso adiabático. Podemos determinar ahora la línea de proceso en la carta psicométrica para el proceso de enfriamiento evaporativo; es una línea de contenido constante de entalpía.

Refiriéndonos a la definición de la temperatura de bulbo húmedo, que es la que indica el termómetro cuyo bulbo se envuelve con una mecha húmeda y se coloca en la corriente de aire, se ve que el proceso que se lleva a cabo en el bulbo del termómetro es de enfriamiento evaporativo. Esto ocasiona que la lectura de temperatura menor es este termómetro, que es el termómetro de bulbo húmedo. El aire que pasa por la mecha se satura por completo.

Así podemos notar que el proceso de enfriamiento evaporativo es por lo tanto un proceso de temperatura de bulbo húmedo constante. Si se colocarán termómetros húmedos de bulbo húmedo en la corriente que entra y la que sale de la unidad de enfriamiento evaporativo, ambos tendrían las mismas lecturas.

El proceso de la unidad real de enfriamiento evaporativo no alcanza en general la saturación, por que necesitaría un área demasiada amplia de rocío. Las grandes unidades de enfriamiento evaporativo, llamadas lavadoras de aire, se usan con frecuencia en fábricas textiles, en las que se desea tener alta humedad y baja temperatura de bulbo seco.

En los climas donde el aire exterior tiene una humedad extremadamente baja podría ser factible que el aire que sale de la lavadora tenga la temperatura y humedad lo bastante bajas para poder emplearse como aire acondicionado confortable.

El proceso de enfriamiento evaporativo se efectúa en una torre de enfriamiento. Las torres de enfriamiento son el equipo que se usa para enfriar el agua. Esta se reparte en una corriente de aire, y una pequeña parte se evapora. El agua enfriada pasa entonces al lugar donde se va a usar.

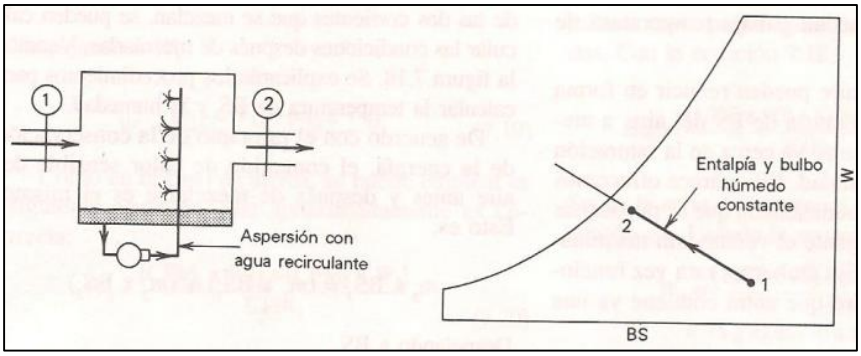


Figura 1.6: Proceso de enfriamiento evaporativo. Fuente: [14]

1.5.5 Operaciones básicas psicrométricas

Ésta es una operación que se realiza frecuentemente en aire acondicionado y se la estudia en [14], en donde se establece que:

La idea es muy simple, se trata de mezclar dos corrientes de aire de distintas temperaturas y humedades, para conseguir aire que tenga temperaturas intermedias.

La operación de mezcla se lleva a cabo en una caja o pequeño recinto al que llegan los dos flujos de aire y sale un tercero mezcla de los dos anteriores.

Los tres flujos de aire tendrán las propiedades referenciales con los subíndices 1,2 y 3 como se observa en la Figura 1.7. Cada uno representa un estado de aire húmedo que corresponde a un punto en el diagrama psicométrico. Se ha designado con (1) Y (2) las corrientes que se mezclan y con (3) la corriente mezclada.

Un balance de entalpías nos permite escribir:

$$m_{a3} * h_3 = m_{a2} * h_2 + m_{a1} * h_1 \qquad \textbf{Ecuación 1.12}$$

Donde:

- m_a = el caudal másico del flujo correspondiente.
- h= entalpía especifica del flujo correspondiente

De donde se puede obtener:

$$Bs_3 = \frac{(CFM1*BS1)+(CFM2*BS2)}{(CFM3)}$$ **Ecuación 1.13**

Una vez obtenida la temperatura t_3 se sitúa en el punto de la recta para para obtener la humedad absoluta W_3 y el resto de condiciones psicométricas para dicho estado.

$$W_3 = \frac{(CFM1*W1)+(CFM2*W2)}{(CFM3)}$$ **Ecuación 1.14**

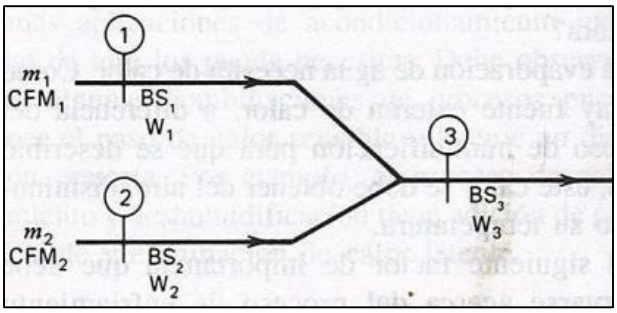


Figura 1.7: Proceso de mezclado de aire. Fuente: [14]

1.5.5.1 Determinación de las condiciones de aire de suministro

Como determinar las condiciones de aire de suministro se estudian en [14] en donde se establece lo siguiente:

Los recintos de una construcción ganan tanto calor sensible como latente durante el verano. Los procedimientos para calcular esas ganancias de calor se han descrito anteriormente. Para mantener la temperatura y humedad del recinto en los valores confortables planificados, se deben eliminar los calores sensibles y latentes del recinto.

Cuando se acondiciona un recinto mediante aire, se logra esta eliminación de calor suministrando aire a una temperatura y humedad menores a las del aire del recinto. Este aire de suministro debe tener un contenido menor en calor sensible y latente que el aire del recinto, en una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente del recinto, de acuerdo con el principio de conservación de energía, para evitar que varíen las condiciones del recinto.

Entrada de energía – Salida de energía = Cambio de energía

Si se deben de evitar que varíen la temperatura y humedad del recinto, esto significa que no debe haber cambio de energía en él, por lo tanto,

Entrada de Energía = Salida de Energía

El flujo de energía hacia el recinto está constituido por ganancias de calor sensible y ganancias de calor latente del recinto (RSHG Y RLHG) tal como se observa en la Figura 1.8. La suma de ellas es la ganancia de calor total del recinto (RTHG). Estas ganancias deben estar compensadas por un flujo igual de energía que salga. Esto se logra suministrando 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 por igual energía sensible y latente. Notemos que la variación del contenido de energía del aire de suministro se expresa por las ecuaciones de calor sensible y latente.

Entrada de energía = Salida de energía

$$RSHG = 1.1 * CFM * (t2 - t1)$$ **Ecuación 1.15**

$$RLHG = 0{,}68 * CFM * (W2 - W1)$$ **Ecuación 1.16**

Donde:

- W2 y W1 están expresados en granos/lb

Con las ecuaciones anteriores se determinan las condiciones necesarias en el aire de suministro para compensar las ganancias de calor sensible y latente en un recinto o en una construcción.

Se acostumbra determinar primero la condición del aire de suministro necesario para manejar en primer lugar la ganancia de calor sensible, y a continuación la condición de la ganancia de calor latente.

Al examinar la ecuación del calor sensible se observa que podemos escoger diferentes combinaciones de CFM y CT, siendo todas ellas satisfactorias. Se debe escoger primero una, a partir de la cual se calcula la otra. A veces se escogen los CFM primero, porque el recinto necesita una cierta cantidad de aire para su adecuada ventilación. Otras veces se escoge primero la temperatura del aire de suministro, porque este valor traerá consigo la mejor selección del equipo de acondicionamiento de aire.

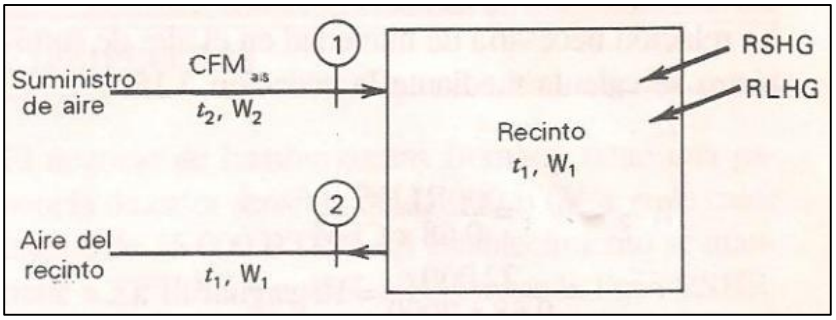


Figura 1.8: Flujo de energía para un recinto con acondicionamiento de aire. Fuente: [18]

1.5.6 La RSHR o línea de condiciones

Se define a la línea RSHR a la que se traza a través de las condiciones del recinto y que tiene la pendiente de la relación de calor sensible RSHG/RTHG.

En la mayor parte de las cartas psicométricas se muestra una escala para pendientes de relación de calor sensible, con el fin de facilitar el trazado de líneas con esa pendiente.

La importancia de la línea de relación de calor sensible del recinto (RSHR) es la línea sobre la cual debe quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. La razón de ello es que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calores sensibles y latentes. Por lo tanto, si la condición del aire de suministro queda sobre la línea, eliminará la proporción correcta de ganancias de calor sensible y latente del recinto [14].

1.5.7 Análisis psicrométrico completo

El análisis psicrométrico completo de un sistema se estudia en [14] en donde se establece:

Se puede determinar todas las condiciones necesarias del aire de suministro y la capacidad de serpentines de enfriamiento para un acondicionamiento correcto del aire del recinto, basándose en la siguiente información que se conoce:

- Ganancias de calor sensible y latente del recinto.
- Condiciones de diseño interiores y exteriores.
- Necesidades de aire de ventilación (exterior)
- Flujo (CFM) o temperatura de bulbo seco del aire de suministro. Se selecciona una de ellas y la otra se determina entonces a partir de la ecuación de calor sensible. Sin embargo, ambas deben de estar en un rango que se considera satisfactoria para una buena práctica.

En general, se escogen los valores de temperatura del aire de suministro de modo que la diferencia de temperaturas entre la del recinto y la de suministro quede entre 15 y 30°F. Factores como tipo y ubicación de las salidas de suministro de aire afectarán la diferencia de temperatura que se seleccione.

Los CFM del aire de suministro no deben ser ni pocos ni demasiados, para evitar la incomodidad del escaso movimiento o de las corrientes de aire. Afortunadamente este no suele ser un problema si se seleccionan la temperatura y cantidad de aire de ventilación del aire de suministro dentro de los valores aceptados.

1.6 Flujo de fluido en tuberías y ductos

En un sistema de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire se necesita determinar las pérdidas de presión que se van a dar en las tuberías o ductos.

1.6.1 La ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad de un fluido en tuberías y ductos de estudia en [14] en donde se establece:

El paso del agua a través de tuberías y el del aire a través de ductos en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, en general se efectúa bajo las condiciones llamadas flujo estacionario o flujo permanente. Flujo estacionario quiere decir que el flujo del fluido en cualquier punto en una sección de tubo o ducto es igual al que hay en cualquier otro punto en el mismo tubo, independientemente de la forma o sección transversal del mismo.

En el flujo estacionario, en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, la densidad del aire o del agua que fluyen no suele cambiar en forma apreciable. Cuando la densidad permanece constante, al flujo se la llama incompresible.

El flujo estacionario es un caso especial de un principio general que se le llama el principio de la conservación de la masa, o también el principio de la continuidad. El principio de la continuidad se puede expresar en forma de ecuación, a la cual se le puede llamar ecuación de continuidad. Para el flujo estacionario incompresible, la ecuación de continuidad es:

$$VFR = constante = A_1 * V_1 = A_2 * V_2 \qquad \textbf{Ecuación 1.16}$$

Donde:

VFR = Flujo volumétrico del fluido

A_1, A_2 = Área de sección transversal del tubo o ducto en cualquiera de sus puntos 1 y 2

V_1, V_2 = Velocidad del fluido en 2 puntos cualquiera, 1 y 2

La ecuación de continuidad también se puede expresar empleando el flujo de masa (MFR) en lugar del flujo volumétrico. Según la siguiente ecuación la masa es igual a la densidad por volumen. Entonces, si la densidad (d) es constante,

$$MFR = CONSTANTE = d * VFR = d * A2 * V2 = d * A1 * V1 \qquad \textbf{Ecuación 1.17}$$

La mayor parte de los flujos en acondicionamiento de aire son estacionarios, y por lo tanto se pueden emplear las ecuaciones anteriores.

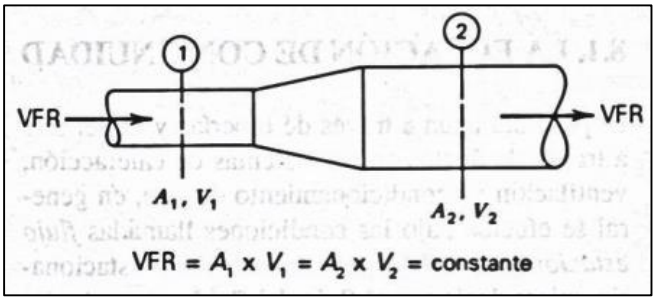


Figura 1.9: Ecuación de la continuidad para flujo estacionario de aire a través de un ducto. Fuente: [14]

1.6.2 Pérdida de fricción en flujo de aire a través de ductos

La pérdida de fricción en flujo de aire a través de ductos se estudia en [14] en donde se establece:

La pérdida de presión debida a la fricción en ductos rectos o redondos aparece en gráficas con presentación semejante a las del flujo de agua en tuberías. La siguiente gráfica muestra la información. La gráfica es adecuada para ductos limpios de acero galvanizado con unos 40 empalmes o uniones por cada 100 ft, y con aire en condiciones normales. Se puede usar para el rango en general de temperaturas que se presentan en calefacción, la ventilación y el acondicionamiento de aire, y para altitudes hasta de 2000 ft.

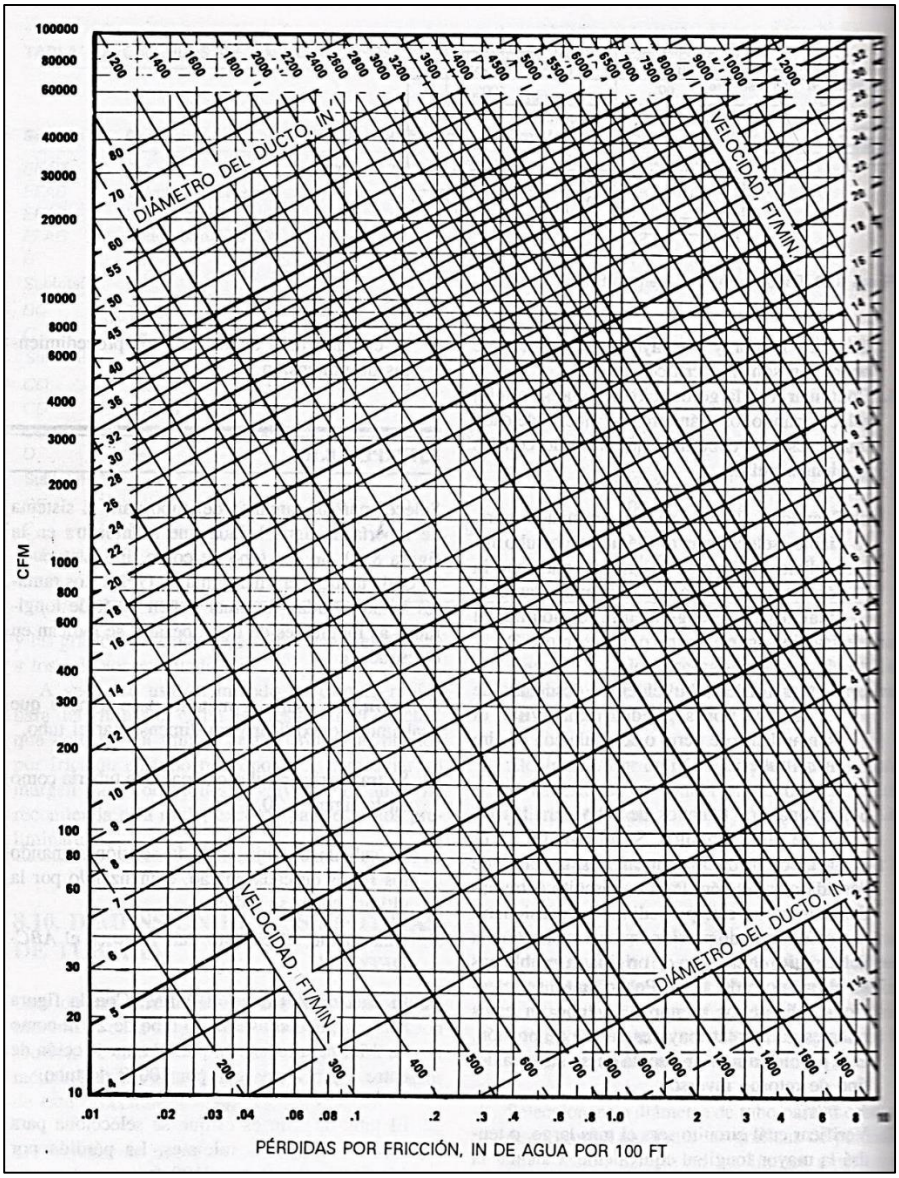


Figura 1.10: Perdidas por fricción para flujo de aire en ductos de lámina galvanizada. Fuente: [14]

1.6.3 Relación de aspecto

La relación de aspecto entre un ducto Redondo, cuadrado o rectangular se estudia en [14] en donde se establece que:

Un ducto rectangular con la misma pérdida por fricción tendrá una mayor área que un ducto redondo. Esto se debe a su forma rectangular, que tiene una mayor relación de superficie del ducto con área transversal, por lo que causa mayor fricción. Este problema

empeora a medida que aumenta la relación de aspecto. Esta es la relación de las dimensiones de los dos lados adyacentes de un ducto rectangular.

Como regla general, las relaciones de aspecto de los ductos rectangulares deben ser tan bajas como sea posible para mantener razonablemente bajas las pérdidas por fricción, evitando así un exceso de consumo de energía. Una relación de aspecto ascendente querrá decir también que se usa más lámina metálica y por lo tanto que el sistema será más costoso.

1.6.4 Pérdidas de presión en conexiones de ductos

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos se estudia en [14] en donde se establece que:

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos, que resultan de cambios de dirección, se pueden expresar de dos formas. Una de ellas es el método de la longitud equivalente, igual al que se usó antes para las conexiones de tuberías. Otro método se llama el método de coeficiente de pérdidas, que es el que se usará aquí.

Cuando se usa este método la pérdida de presión a través de una conexión se puede calcular como sigue:

$$H_f = C * H_v = C * \left(\frac{V}{4000}\right)^2 \qquad \textbf{Ecuación 1.18}$$

Donde:

H_f = pérdida total de presión a través de la conexión, in de agua.

C = coeficiente de pérdidas.

H_v = presión de velocidad en la conexión, in de agua.

V = velocidad, ft/min.

1.6.5 Pérdidas de presión en la entrada y salida de ventiladores

Las pérdidas de presión en la entrada y salida de ventiladores se estudia en [14] en donde se establece que:

Se tendrán pérdida de presión en la entrada, o succión, y en la salida, o descarga, de un ventilador, y el valor de cada una de ellas depende de la forma de conexión entre el ventilador y el ducto. A esto se le llama efecto de sistema. En la siguiente tabla aparecen algunos valores del coeficiente C de las pérdidas resultantes. Si se revisan los tipos de conexiones en la siguiente tabla se apreciará la importancia de considerar la importancia de considerar el efecto del sistema y de instalar el ventilador con buenas conexiones. En los manuales *Air Moving and Conditioning Association* - AMCA se puede encontrar una lista de efectos del sistema.

1.6.6 Método de diseño de ductos

Existen dos métodos de diseños de sistemas de ductos:

- Método de igual fricción
- Método de recuperación estática

1.6.6.1 Método de igual fricción

El método de igual fricción se estudia en [14] en donde se establece que:

La base de este método de dimensionamiento de ductos es que se selecciona una valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el ducto cabezal que sale del ventilador, para así evitar demasiado ruido.

En la Tabla 1.7 se da un listado de velocidades sugeridas.

Tabla 1.7: Velocidad sugerida en sistema de acondicionamiento de aire con baja velocidad. Fuente: [14]

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

[a] Estas velocidades son para toda la superficie de la cara, y no la superficie libre. Las demás velocidades son para superficie libre neta.

Reproducido con permiso del "1967 Systems And Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory"

El método de igual fricción para diseñar ductos es bastante fácil, y probablemente sea el más usado. Para sistemas que no tienen grandes distancias entre la primera y la última salida funciona bastante bien. Sin embargo, si hay distancias grandes, entre las salidas al principio y al final del sistema, las que quedan cerca del ventilador tendrán mayor presión.

Si las salidas más cercanas al ventilador se encuentran en ramales largos y separados, el problema se puede solucionar modificando el método de igual fricción para diseño. Se dimensiona el trayecto más largo mediante la pérdida de presión de diseño, pero se escogen los ramales para que tengan una mayor pérdida por fricción, acabando con el exceso de presión. Para reducir las diferencias extremas de presión en todo el sistema, también puede usarse el método de recuperación estática para diseñar ductos.

1.6.6.2 Método de recuperación estática

El método de recuperación estática se estudia en [14] en donde se establece que:

Este método se usa para diseñar sistemas de alta velocidad, con más de 2500 a 3000 pies/min. La base de este método para determinar los tamaños de los ductos es reducir velocidades en cada sección del ducto de modo que el aumento resultante de presión estática sea el suficiente para compensar las pérdidas por fricción en la siguiente sección. Por lo tanto, la presión estática es la misma en cada unión del cabezal principal.

1.7 Plan de recolección de datos

1.7.1 Información general para Hospitales o Clínicas.

Los Hospitales o Clínicas serán climatizados de acuerdo a las necesidades que requieran para su debido funcionamiento y que cumplan con las normas de salud.

Los hospitales y clínicas deben contar con diferentes áreas y áreas múltiples los mismos que se detallan a continuación en forma rápida y general.

En la planta baja se encuentra el acceso principal, una sala múltiple, el vestíbulo principal, las oficinas administrativas, información general, área para capacitación, talento humano, área financiera, área para los jefes departamentales, cocina y preparación de alimentos, consultorios, cuarto de compresores, área para tomografía, área de observación para hombres, área de observación para mujeres, triaje, y baños.

En la primera planta alta tenemos las áreas de UCIS pediátricos intermedios, doblado de ropa, máquinas, bodega de equipo esterilizado, cuarto de mandos, quirófanos, área para anestesia, utilería sucia, utilería limpia, bodega de medicamentos, estación de enfermería, UCIS pediátricos aislados, área con tina para quemados, sala de espera para UCI, sala de médicos, sala de enfermería, habitación de descanso, información, hospitalización pediátrica, hospitalización materna, bodega de insumos.

1.7.2 Orientación geográfica

El sitio donde se puede ubicar un hospital o clínica va a estar para efectos de estudio en la provincia del Azuay, en la ciudad de Cuenca. Cabe mencionar que las instalaciones a ser construidas serán aptas para cualquier tipo de edificación que pueda ser para uso de hospitales o clínicas bajo normas estándares del M.S.P como la O.M.S el mismo que se encuentra ubicado en la calle La Unión entre Av. Las Américas y Rafael María Arizaga en la Figura 1.11.

Con la ayuda de GOOGLE EARTH tenemos los siguientes resultados:

Latitud: 2°53'21.76"S

Longitud: 79° 0'46.73"O

Figura 1.11: Ubicación del Terreno para estudio de un Hospital o Clínica

Para los efectos de estudio se tiene de acuerdo a los planes las siguientes áreas que se detallan en la Tabla 1.8 y la Tabla 1.9.

Tabla 1.8: Áreas que comprenden el Hospital o Clínica. Fuente: Autores

Cuadro de áreas individuales		
Área	**Cantidad**	**Unidad**
Área de emergencia a rehabilitar	9929.04	m^2
Área de ampliación	978.74	m^2
Área total	13429.72	m^2

Tabla 1.9: Áreas de construcción que comprenden los planos del Hospital o Clínica. Fuente: Autores

Cuadro de áreas de construcción			
	Área	**Cantidad**	**Unidad**
Propuest	Planta baja	3874.67	m^2
	Planta alta	3197.03	m^2
	Total	13429.72	m^2

1.7.3 Determinación de las necesidades de los Hospitales y Clínicas

A continuación se detalla de manera general los requerimientos del hospital, en los que se tiene previsto realizar los estudios mecánicos; los datos de renovaciones por hora y temperatura para las diferentes áreas serán tomadas de la norma ASHRAE, posterior a esto en el capítulo 3 se detallaran los cálculos necesarios bajo la misma norma.

- **Planta baja**

  - **Consultorios:** El área tiene 20 consultorios, los cuales tienen un promedio de 18m² de área, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en cada área, utilizaremos de 6 a 8 renovaciones por hora, lo que nos da un promedio de 270 CFM con presión positiva aproximadamente para cada consultorio.

  - **Ecografía:** La sala de ecografía tienen una área de 26,6m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 8 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 375 CFM con presión positiva aproximadamente.

  - **Rayos X:** Se tiene dos cuartos para rayos x, la cual tienen una área de 52,2m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

  - **Tomografía:** Existe una sala para tomografía, la cual tienen una área de 41,3m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 452 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

  - **Aislados:** Consta de un cuarto para aislados, el cual tienen una área de 19m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 15 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de

502 CFM con presión positiva aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Sala de cirugía menor**: Consta de un cuarto para cirugía menor, el cual tienen una área de 22,9 m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 323 CFM con presión positiva aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Consultorios de niños:** Agrupa dos cuartos destinados para consultorios de niños, la cual tienen una área de 19m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 8 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 260 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Cuarto pediátrico:** Consta de siete cuartos para pediatría, con un área promedio 22m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener entre 5 y 8 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 700 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Jefatura y archivo:** Consta de un cuarto destinado a una jefatura de archivos, el cual tienen un área de 18,7 m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 5 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 164 CFM con presión positiva aproximadamente para el cuarto.

- **Atención al cliente:** Consta de una área designada para la atención al cliente, la cual tienen una área de 80,1m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 5 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 706CFM con presión positiva aproximadamente para dicha área.

- **Capacitación:** Tenemos en esta planta dos cuartos para rayos x, la cual tienen una área de 41,3m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 150 CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Talento humano**: Tienen un área de 16,9 m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 5 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 150 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Cocina:** Para el área se tiene previsto hacer la extracción de gases, olores y la dimensión de las cámaras frías, para conservar los alimentos, estos se realizara según la capacidad del hospital.

- **Laboratorio:** Consta de cuatro cuartos designados para quirófanos, el cual tiene una área de 258 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 2725 CFM con presión positiva o negativa para el área de laboratorios y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Vestidores:** Consta de 8 vestidores, los cuales tienen un promedio de 15m² de área, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en cada área, utilizaremos de 6 renovaciones por hora, lo que nos da un promedio de 200 CFM con presión positiva aproximadamente para cada vestidor.

- **Primer piso**

- **Quirófanos:** Consta de cuatro cuartos designados para quirófanos, el cual tienen una área de entre 30 y 60m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 25 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de entre 1350 y 2600 CFM con presión positiva

aproximadamente para cada cuarto y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Pre asistencia:** Consta de un cuarto designado a pre asistencia, el cual tienen una área de 26,7m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 287CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Recuperación:** Consta de una área designada para recuperación de pacientes, la cual tienen una área de 58,4m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 618 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Salas de partos:** Tenemos en esta planta dos cuartos designados para partos, la cual tienen una área de 23,3m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 25 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 1027 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Puerperio:** Consta de un cuarto, el cual tienen una área de 44,8m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 474 CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Labor de parto:** Consta de un cuarto para labor de parto, el cual tienen una área de 46,8m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 495 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **UCIS intermedios:** Consta de una área designado para UCIS, el cual tienen una área de 79,3m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 840 CFM con presión positiva aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **UCIS pediátricos:** Consta de una área designada para UCIS, la cual tienen un área de 20 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 211CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **UCIS pediátricos aislados:** Consta de un cuarto para UCIS pediátricos aislados, el cual tienen un área de 12,4 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 15 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 328 CFM con presión positiva y negativa aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **UCIS pediátricos intensivos:** Consta de un espacio asignado para UCIS pediátricos intensivos, el cual tienen un área de 41,9 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 443 CFM con presión positiva aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **UCI obstétrico:** Consta de un cuarto UCI obstétrico, la cual tienen un área de 41,3 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 480 CFM con presión positiva aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Neonatología Aislados:** Consta de una área para neonatología aislados, la cual tienen una área de 14.1m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 15 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 373 CFM con presión positiva y negativa aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Área quemados:** Consta con un área de quemados, la cual tienen un área de 32,7 m², con una altura de 3m, para mantener una climatización adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 346 CFM con presión positiva y negativa aproximadamente y estará a 22 °C y 50% de Humedad relativa según la ASHRAE.

- **Habitación doble:** Consta de nueve cuartos designados para habitación doble, la cual tienen un área promedio de 15,2m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 160 CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Habitación de descanso:** Consta de una habitación para descanso, la cual tienen una área de 15,2m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Habitación aislada:** Consta de una habitación para aislados, la cual tiene 11 m² de área, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 116 CFM con presión positiva aproximadamente.

- **Habitación doble:** Consta de dieciséis cuartos designados para habitaciones dobles, la cual tienen un área que comprende un rango de 18 a 30m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se

procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Habitación triple:** Consta de dieciséis cuartos designados para habitaciones triples, la cual tienen una área de 41,3m² cada cuarto, con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Aislados:** Consta de un cuarto designado para aislados, la cual tienen una área de 41,3m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente para cada cuarto.

- **Descanso:** Consta de un cuarto designado para descanso, la cual tienen una área de 41,3m², con una altura de 3m, para mantener una ventilación adecuada en esta área, se procederá a tener 6 renovaciones por hora, por lo que nos da un promedio de 437 CFM con presión positiva aproximadamente.

Nota: Todas las áreas de consultorios, hospitalización, área administrativa y las zonas críticas, en todos sus equipos constaran con filtros HEPA para garantizar un aire puro en todas las áreas del hospital en las que se realiza el estudio.

CAPÍTULO 2

2 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS DE LOS SISTEMAS DE VENTILACIÓN, AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN

Un sistema *Heating, Ventilating and Air Conditioning* - HVAC se compone de calefacción, ventilación y aire acondicionado.

2.1 Sistemas de ventilación

La ventilación usualmente no tiene la importancia adecuada, porque no es tan compleja pero en algunas ocasiones un buen sistema de ventilación resulta ser la opción más económica y eficiente.

Ventilar un espacio significa que se precisa ingresar aire fresco, limpio y con menos contaminantes que el aire interior de un recinto. La ventilación puede ser de forma natural, por desplazamiento, forzada o una combinación de estas y se requiere la ayuda de los ventiladores, que pueden operar, según sea el caso, como inyectores o extractores de aire. La selección de un ventilador depende básicamente de dos factores principales: el tipo de aplicación y su punto de operación (flujo y carga) [19].

El equipo de ventilación y todos los accesorios instalados a lo largo del sistema de distribución del aire de ventilación deben ser seleccionados para mover el flujo a través del circuito diseñado. Elementos como: ductos, rejillas o dámpers generan caída de presión estática y se deben considerarse al momento de hacer la selección de un ventilador.

El nivel de sonido que produce un sistema de ventilación es un factor importante y que se analiza con unidades y escalas únicas, el nivel de ruido se mide en decibel (dB).

ASHRAE ha hecho importantes modificaciones a sus estándares relacionados con el aire de ventilación y la calidad del aire.

2.1.1 Tipos de ventiladores

Los ventiladores se clasifican básicamente en dos tipos: axiales y centrífugos.

2.1.1.1 Ventiladores axiales

Son utilizados cuando se requiere abatir flujos pequeños y cargas de caída de presión muy bajas.

2.1.1.2 Ventiladores centrífugos

Manejan mayores flujos y caídas de presión más grandes

2.1.2 Leyes de los ventiladores

Las leyes de afinidad de los ventiladores son las mismas que aplican a las bombas, teniendo entonces las siguientes ecuaciones:

$$CFM_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right) * CFM_1 \qquad \textbf{Ecuación 2.1}$$

$$H_{t\,2} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 * H_{t\,1} \quad \text{y} \quad H_{s\,2} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 * H_{s\,1} \qquad \textbf{Ecuación 2.2}$$

$$BHP_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 * BHP_1 \qquad \textbf{Ecuación 2.3}$$

Donde:

- CFM_1 = flujo de aire en condición inicial, en ft^3/min
- CFM_2 = flujo de aire en condición final, en ft3/min
- N_1= revoluciones por minuto del motor en condición inicial, en R.P.M.
- N_2 = revoluciones por minuto del motor en condición final, en R.P.M.
- $H_{t\,1}$ = presión total, pulgadas de columna de agua.
- $H_{t\,2}$ = presión total, pulgadas de columna de agua.
- $H_{s\,1}$ = presión estática, pulgadas de columna de agua.
- $H_{s\,2}$ = presión estática, pulgadas de columna de agua.
- BHP_1 = potencia al freno en condición inicial, en H.P.
- BHP_2 = potencia al freno en condición final, en H.P.

En estas ecuaciones puede verse que variar las revoluciones del motor hará que el flujo de aire varíe lineal y directamente, que la presión estática varíe cuadráticamente y la potencia al freno, cúbicamente [14][19].

2.1.3 Construcción y disposición de los ventiladores

Para la construcción de ventiladores se rigen bajo las normas establecida por *"Air Movement and Control Association International"* (AMCA).

- Capacidad de presión.- Se debe seleccionar y especificar la clase de presión que se necesita en el diseño, existen 3 clases de presión.
- Succión.- Ventiladores de anchura y entrada simple tienen entrada de aire de un lado, ventiladores de doble entrada y doble anchura tienen entradas en ambos lados.
- Disposición.- Un ventilador centrífugo existe en nueve posiciones diferentes de chumaceras y succiones de aire.
- Rotación, descarga, posición del motor.- Se debe especificar la dirección de rotación, la disposición de descarga adquiere diferentes posiciones y diferente ubicación del motor [14].

2.1.4 Ubicación de ventiladores

El sistema de ventilación necesita ser ubicado dentro del recinto de tal forma que se logre una buena distribución del aire para esto se establecen los siguientes lugares:

- Alto en la pared
- En cielo raso
- Bajo en la pared
- En piso o en umbral de ventana [14].

2.1.5 Normas de ventilación

- NOM-001-STPS-1999, condiciones de seguridad e higiene de edificios, locales, instalaciones y áreas en los centros de trabajo. Esta norma establece que:

- Humedad relativa entre 20 y 60 por ciento
- Temperatura del aire de 22 °C ± 2 °C para épocas de ambiente frío, y 24.5 °C ± 1.5 °C para épocas calurosas
- Velocidad media del aire que no exceda de 0.15 m/s, en épocas de ambiente frío, y de 0.25 m/s, en épocas calurosas
- Se recomienda que la renovación del aire no sea inferior a cinco veces por hora [20].

2.2 Sistemas de aire acondicionado

Los sistemas de aire acondicionado se estudian en [14] en donde se clasifica los sistemas de dos maneras.

1. Por el fluido de distribución o calefacción ya sea aire o agua. Son posibles los siguientes grupos:

- Sistemas de sólo aire
- Sistemas de sólo agua (Hidrónicos)
- Sistemas combinados de aire y agua.

2. Según se encuentre el equipo, puede ser junto (sistema unitario) o por separado (sistema central). Los sistemas unitarios generalmente son del tipo solo aire. Los sistemas centrales pueden ser de cualquiera de los tres tipos mencionados anteriormente.

La necesidad de zonificación es la principal razón por la cual existen diferentes sistemas de acondicionamiento de aire. La carga de calefacción o enfriamiento varían de acuerdo al recinto, debido a cambios en las temperaturas externas, radiación solar, la ocupación y diversas causas. Con frecuencia estos cambios se presentan de manera distinta en cada recinto. Se pueden diseñar sistemas que varíen su suministro por separado para cada recinto o grupo de recintos (zona).

2.2.1 Sistemas sólo aire

La esencia de este tipo de sistemas es que sólo distribuyen aire a los recintos. A continuación se explicarán algunas de las variantes de estos sistemas, así como de sus aplicaciones.

2.2.1.1 Sistemas de zona única o unizonas

Los sistemas de zona única o unizonas se estudia en [14] en donde dice:

Son los sistemas más sencillos de sólo aire. Una unidad primero acondiciona y después distribuye un volumen constante de aire por un ducto a un grupo de recintos. Por lo tanto no se pueden controlar por separado las condiciones en cada uno de ellos.

El ventilador de suministro de aire es necesario para distribuir el aire a través de la unidad, ductería y dispositivos de distribución de aire en los recintos.

El serpentín de enfriamiento enfría y deshumidifica el aire en invierno. Recibe agua helada o refrigerante de la fuente de enfriamiento.

El serpentín de recalentamiento recalienta parcialmente al aire que se enfrió cuando la ganancia de calor del recinto es menor que la máxima, y así proporciona control de humedad durante el invierno.

La ductería se dispone en general de modo que el sistema admita algo del aire exterior, y el resto es aire de retorno que recircula de los recintos. Se debe sacar la cantidad equivalente de aire exterior, fuera de la construcción.

El ventilador de retorno de aire toma aire de los recintos y los distribuye a través de los ductos de retorno de aire, de regreso a la unidad de acondicionamiento o al aire exterior.

El serpentín de recalentamiento se necesita en climas fríos, cuando la temperatura es menor que la temperatura de congelación, para templar el aire y que los serpentines de agua helada no se congelen.

Los filtros se necesitan para limpiar el aire.

La derivación de aire para que no pase al serpentín de enfriamiento es otro método de controlar la humedad, pero no proporciona tan buen control como el serpentín de recalentamiento.

2.2.1.2 Sistemas de zonas múltiples o multizonas

Los sistemas de zonas múltiples o multizonas se estudia en [14] y establece lo siguiente:

El sistema multizonas usa una unidad manejadora de aire que tiene un serpentín de recalentamiento (planta caliente) y un serpentín de enfriamiento (planta fría) en paralelo. En la unidad se tiene compuertas de zona, a través de las plantas caliente y fría a la salida de la unidad.

Se colocan ductos separados que parten de cada conjunto de compuertas hasta cada zona. El aire frío y caliente se mezcla en proporciones variables mediante compuertas, de acuerdo a las necesidades de las zonas.

Los procesos psicométricos para el sistema multizonas son los mismos para el sistema de doble ducto.

El sistema de multizonas puede proporcionar un buen control de temperatura en las zonas, pero debido a que aire mezclado se desvía del serpentín de deshumidificación, el control de humedad puede ser de poco satisfactorio en las aplicaciones en las que se usa una gran proporción de aire exterior. Debido al límite disponible en el tamaño de las unidades, cada unidad manejadora de aire se limita a unas 12 o 14 zonas.

2.2.1.3 Sistemas de doble ducto

Los sistemas de doble ductos se estudia en [14] en donde se establece lo que:

En esta disposición se colocan ductos cabezales separados para aire frío y caliente, desde los serpentines de calefacción y enfriamiento en la unidad manejadora de aire.

Los sistemas de doble ducto se diseñan en general como sistemas de aire a alta velocidad, para reducir los tamaños de los ductos.

La disponibilidad de aire frío y caliente en todo momento en cualquier proporción da gran flexibilidad al sistema de ducto doble, para manejar cargas variables dentro de amplios márgenes.

2.2.1.4 Sistemas de volumen variable de aire (VAV)

Los sistemas de volumen variable de aire se estudian en [14] en donde se establece que:

En estos sistemas se tiene un solo ducto principal que parte de la unidad manejadora de aire, al igual que en un sistema de unizona. Sin embargo, la cantidad de aire que se suministra a cada ramal varía.

Un termostato de recinto hace trabajar una compuerta u otro dispositivo de control que regula el flujo volumétrico de aire a la zona, en respuesta a la carga.

La creación de unidades terminales mejoradas, capaces de regular considerablemente el volumen de aire manteniendo al mismo tiempo una circulación adecuada en el recinto, ha permitido extender el rango de estos sistemas de volumen variable de aire en aplicaciones con grandes variaciones de carga.

Si se combina el VAV con el recalentamiento se tiene un sistema eficiente en energía, y al mismo tiempo, un buen control de humedad aún a cargas muy bajas.

2.2.2 Sistemas sólo agua

El sistema solo agua se estudia en [14] en donde se establece que:

Los sistemas hidrónicos distribuyen agua caliente o helada desde la planta central hasta cada recinto. No se distribuye aire desde la planta central. Las unidades terminales hidrónicas, como por ejemplo las de ventilador y serpentín, calientan o enfrían el aire del recinto. El aire de ventilación puede entrar a través de la pared exterior y la unidad terminal.

Los sistemas de sólo agua para uso comercial pueden ser más económicos y necesitar mucho menos espacio que los sistemas se sólo aire. El agua tiene un calor específico mucho mayor, como densidad, en comparación con el aire. Esto significa que se necesita hacer recircular mucho menos volumen de agua para obtener la misma transferencia de calor. El resultado es

que el área de la sección transversal de tubería es mucho menor que la de la ductería para el mismo trabajo.

Por lo tanto, un sistema hidrónico de enfriamiento es útil cuando el espacio está en extremo limitado, en especial entre los pisos y cielos rasos.

La carencia o necesidad de ductería y equipo central de manejo de aire, y el ahorro de espacio con respecto al espacio mucho más valioso de construcción, han ocasionado que los sistemas hidrónicos sean con frecuencia menos costosos que los de sólo aire para trabajos grandes, en especial en edificios muy altos.

Por otro lado, los sistemas sólo agua tienen ciertas desventajas debido a la multiplicidad de unidades de ventilador y serpentín significa gran cantidad de trabajo y costos de mantenimiento.

El control de las cantidades de aire de ventilación no es preciso con los pequeños ventiladores de las unidades. El control de la humedad es limitado.

2.2.3 Sistemas de aire y agua

Los sistemas de aire y agua se estudian en [14] en donde se establece que:

Los sistemas de combinación aire-agua distribuyen tanto agua helada y/o caliente, y aire acondicionado desde un sistema central, hasta los recintos individuales. Las unidades terminales en cada recinto enfrían o calientan el recinto.

Los sistemas aire-agua emplean las mejores características de los sistemas sólo aire y de sólo agua. La mayor parte de la energía transmitida la transporta el agua. En general, las cantidades de aire que se distribuyen sólo son las suficientes para ventilación. Por lo tanto, el espacio total necesario de entrepisos y cielos rasos es pequeño. Además, el aire en general se maneja a grandes velocidades.

Se pueden usar unidades de ventiladores y serpentín como unidades terminales de recinto, dispuestas para recibir el aire distribuido desde una unidad central, o bien, el aire se puede

suministrar directamente al recinto. Sin embargo, el sistema aire-agua más común usa unidades terminales que se llaman unidades de inducción.

El empleo del sistema unitario de aire y agua se acostumbra mucho en los edificios altos de oficinas y aplicaciones semejantes. Sus costos iniciales son relativamente altos.

La cantidad de aire primario en el sistema de inducción puede ser tan sólo el 25% o menos del flujo total de aire en un sistema convencional de sólo aire. Debido a lo anterior, con frecuencia no es adecuado para aire externo en estaciones templadas, o aún en climas fríos.

2.2.4 Comparación de sistemas unitarios y centrales

La comparación de los sistemas unitarios y centrales se estudia en [14] en donde se dice:

Los sistemas de acondicionamiento de aire se pueden clasificar también ya sea en sistemas unitarios, o en centrales. Esta clasificación no es de acuerdo a cómo funciona el equipo, sino a cómo está dispuesto el equipo.

Un sistema unitario es aquel en el cual los componentes del acondicionamiento de aire están seleccionados de fábrica y empaquetados. Esto incluye al equipo de refrigeración, ventilador, serpentines, filtros, compuertas y controles.

Un sistema central o remoto es aquel en el cual los componentes están separados.

Cada uno de ellos es seleccionado por el diseñador y los instala y conecta el contratista. El equipo unitario se ubica en general en o cerca del recinto por acondicionar. El equipo central por lo general está alejado del recinto, y cada uno de los componentes puede o no estar alejado de los demás, dependiendo de la conveniencia.

Los sistemas unitarios o centrales pueden en teoría ser de sólo aire, de sólo agua o de agua y aire, pero en la práctica los sistemas unitarios son en general de sólo aire, y están limitados a los tipos más sencillos, como de unizona con o sin recalentamiento o multizona. Esto se debe a que están armados en la fábrica en base a volumen.

2.3 Sistemas de refrigeración

El sistema de refrigeración se estudia en [14] en donde se establece que:

Un sistema de control ambiental que comprenda enfriamiento y deshumidificación necesita un medio para eliminar el calor de los recintos acondicionados. Como el calor sólo fluye de la temperatura mayor a la menor, se debe tener disponible un fluido con una menor temperatura que la de diseño del recinto, al cual se pueda transferir el exceso de calor del recinto. La refrigeración es la que produce este fluido de baja temperatura.

A veces se puede disponer de un fluido natural a baja temperatura. Los antiguos dictadores romanos transportaban nieve, mediante esclavos, desde las altas montañas, para enfriar su alimento y sus bebidas. Con frecuencia se ha empleado el agua fría de pozo en los sistemas modernos de acondicionamiento de aire. Sin embargo, muchas comunidades restringen hoy el empleo de agua de pozo para el acondicionamiento de aire, debido a la disminución de su disponibilidad.

Además, con frecuencia las temperaturas de aguas de pozo caen entre los 50 y 60ºF, Y son muy altas para lograr una deshumidificación adecuada. Otro "sumidero" natural de calor que se utiliza a veces para enfriar el agua es el aire atmosférico, en climas donde la humedad es extremadamente baja, y el enfriamiento evaporativo del aire puede reducir las temperaturas tanto del agua como la del aire a niveles lo bastante bajos como para que ambos se puedan emplear para enfriamiento. El agua de pozo, o el enfriamiento evaporativo se deben tener en cuentea para la refrigeración cuando estén disponibles

Los sistemas de refrigeración por absorción y por compresión de vapor se usan ampliamente para producir el enfriamiento necesario para el acondicionamiento de aire.

2.3.1 Sistema de refrigeración por compresión de vapor

Todo acondicionador de aire o ciclo frigorífico mostrado en la Figura 2.1 consta de componentes principales, más los correspondientes controles y mandos que son:

- Compresor.
- Evaporador.

- Condensador.
- Válvula de expansión.

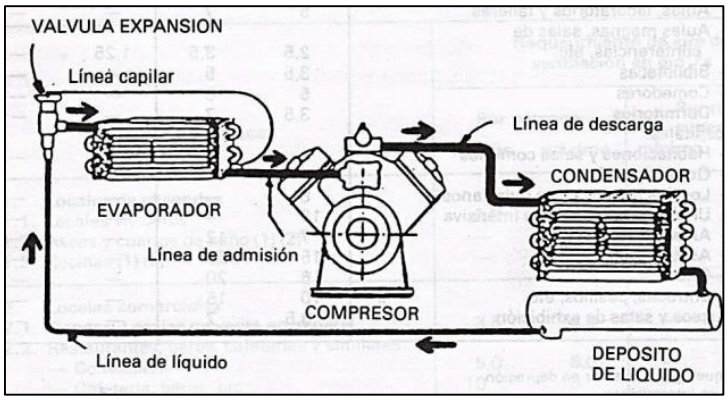


Figura 2.1: Ciclo Frigorífico. Fuente: [21]

2.3.1.1 Compresor

Es el elemento principal de un sistema de refrigeración y tiene como funcion la compresión del fluido frigorígeno gaseoso a baja presión que procede del evaporador, disminuyendo su volumen y aumentando su temperatura, hasta una presión superior para que pueda ser condensado y así aprovechar, el intercambio doble de calor entre el evaporador y el condensador.

Los compresores pueden ser de pistón, rotativos o centrífugos.

Los compresores de pistón están basados en la compresión mecánica de un pistón que se mueve dentro de un cilindro. Alternativamente el pistón se desplaza para comprimir el gas.

Los compresores rotativos establecen su funcionamiento en el giro de un rotor que es excéntrico con relación al estator. El rotor cilíndrico está colocado excéntricamente dentro del hueco tubular del estator.

El compresor centrífugo está basado en el giro de una turbina con álabes que, por la fuerza centrífuga, lanza el refrigerante contra una pared que disminuye rápidamente su volumen

comprimiendo el gas. Se aplican en industrias muy especiales, petroquímicas, empresas farmacéuticas, entre otros [21].

2.3.1.2 Evaporador

El evaporador tiene la función de sustraer calor sensible y latente del aire aspirado, y consiste en un intercambiador de calor entre el fluido frigorífico y el aire. Están acondicionados por el tipo de aplicación, por consiguiente, pueden ser de ventilación forzada o de ventilación natural o estática.

El evaporador es un cambiador de calor dispuesto, dentro del fluido frigorífico, para que el aire ceda calor a éste, provocando su vaporización (evaporador) o su calentamiento (enfriador). Por consiguiente, la evaporación de un líquido o cambio de fase líquido/vapor va acompañada de la absorción de calor del aire. Aquí el evaporador toma calor de su retorno y lo transfiere al flujo frigorífico en el cual se convierte en calor latente de vaporización, manteniéndose en estado de vapor en la mayor parte del circuito [21].

2.3.1.3 Condensador

El condensador es un cambiador de calor dispuesto para pasar al estado líquido un refrigerante gaseoso comprimido, por cesión de calor a un medio distinto del fluido circulado. Es decir, en lugar de absorber calor del ambiente, lo dispersa en la atmósfera que le rodea. Su función es lo inverso al del evaporador.

El condensador está situado después del compresor, con respecto al sentido de circulación del fluido frigorígeno. Esta sale del compresor, que ha elevado la presión del refrigerante en estado gaseoso y ha aumentado su temperatura por efecto de la compresión a una temperatura que la suponemos en 55°C, y entra en el condensador [21].

2.3.1.4 Válvula de expansión

Es un dispositivo que permite y regula el paso del refrigerante líquido desde un estado de presión más alto a otro más bajo. Está situada a la salida del depósito acumulador y, al cruzar la válvula, por el orificio de unión se alimenta el evaporador [21].

2.3.1.5 Líneas de admisión y descarga

El tubo por el que circula el fluido frigorígeno, entre el evaporador y el compresor, se llama línea de admisión. Siempre se encuentra en un lado de baja presión de un circuito.

El tubo intercalado entre el compresor y el condensador se conoce por línea de descarga. Siempre se halla en el lado alto del sistema.

Otros tubos de cobre que forman el conjunto de tuberías corresponden a la línea de líquido que lleva el refrigerante en estado líquido a una elevada presión. Procede del condensador y va hacia el evaporador.

La línea capilar, que es parte de la línea de líquido, tiene por objeto restringir la circulación del líquido refrigerante. En el circuito de circulación precede inmediatamente al evaporador [21].

2.3.2 Sistema de Refrigeración por absorción

Las máquinas de refrigeración por absorción se usan con frecuencia en grandes sistemas de acondicionamiento de aire.

2.3.3 Sistemas de Bomba de calor

Es un sistema de refrigeración usado tanto para enfriar como para calentar.
La bomba de calor tiene la ventaja de proporcionar enfriamiento o calefacción con una sola máquina, sin la necesidad de grandes modificaciones.

2.3.4 Sistemas de cuartos fríos

Un cuarto frío es un espacio que permanece a temperatura menor a la temperatura del medio ambiente y es usado para almacenar distintos productos que tienden a concluir su ciclo de vida en tiempos relativamente cortos. La función principal de un cuarto frío es alargar el ciclo de vida de un producto perecedero de acuerdo a las condiciones del mismo

manteniendo una alta calidad en el producto y libre de agentes contaminantes siendo un lugar seguro para el almacenaje previo a la venta [22].

2.3.4.1 Mediciones para elaborar un cuarto frío

Un cuarto frío tendrá las dimensiones establecidas en base a un proyecto inicial y/o a las necesidades que demande el cliente. Los espesores de las paredes dependerán de la temperatura que se necesita en el interior del cuarto; el cuarto puede ser a una temperatura de confort, cuarto refrigerador o cuarto congelador.

Se debe tener en cuenta la temperatura máxima externa y la humedad relativa de la región donde estará ubicado el cuarto frio para un correcto diseño.

- Condición confort: rango entre 24 hasta 27 a °C.
- Condición refrigerante: rango entre 0 hasta + 15 °C.
- Condición congelador: rango entre – 30 hasta 0 °C.

2.3.4.2 Tipo de enfriamientos en cuartos fríos

Se establecen 2 tipos de cuartos fríos de acuerdo a su capacidad de enfriamiento y son: cuartos refrigerados que manejan temperaturas mayores a 0 °C y cuartos congelados que manejan temperaturas menores a 0°C. Los límites para los cuartos refrigerados y congelados dependerán directamente de las condiciones de sus equipos y las necesidades del producto a almacenar.

2.3.4.2.1 Cuartos Refrigerados

Refrigeración es la reducción de la temperatura de los alimentos hasta niveles ligeramente superiores a la de congelación; es un método de conservación de alimentos muy utilizado y que tiene las condiciones siguientes:

- Inhiben el rápido deterioro una vez que un alimento natural (frutas o verduras, carnes, pescados) ha sido separado de su medio del que recibía los nutrientes o estaba con vida
- Frena el rápido desarrollo microbiano.

- En frutas y verduras se ralentiza la respiración así como otros procesos vitales
- Detiene cambios de color que está asociados a la maduración
- Retarda procesos químicos y biológicos [22].

2.3.4.2.2 Cuartos Congelados

Un cuarto de congelación permite mantener la calidad, el valor nutritivo y las propiedades sensoriales de los alimentos durante largos períodos de tiempo.

Al congelar un alimento se produce:

- Cambio de contenido de estado líquido (agua) ha estado sólido (hielo)
- Reducción de la temperatura del alimento hasta una temperatura adecuada para su almacenamiento.
- Paraliza casi por completo la actividad metabólica [22].

La forma que influye la temperatura de almacenamiento en la calidad del producto y en el tiempo de conservación es la siguiente:

- Existe un estándar mínimo de temperatura de conservación para los alimentos.
- La reducción del valor de la temperatura reduce la velocidad de deterioro y alarga la vida de los alimentos (en los producto congelados) [22].

2.3.4.3 Elementos de control y seguridad para cuartos fríos

La seguridad en un cuarto frío es de vital importancia y para esto existen diferentes componentes que ayudan al control de la temperatura de los cuartos congelados y refrigerados.

Entre los principales componentes se encuentran:

- Paneles prefabricados: evitan el calentamiento del cuarto.
- Aislamiento de poliuretano de alta densidad: Protegen el cuarto de altas temperaturas del ambiente y reflejos de luz.
- Esquinas herméticas: disminuyen la entrada de calor en las esquinas del cuarto frío.

- Puertas: evitan la pérdida de energía del sistema de refrigeración.
- Bandas plásticas en los bordes de puertas y entradas: Disminuyen la filtración de aire caliente.
- Cortinas plásticas: evitan pérdida de energía.
- Termostatos: ayudan al control de la temperatura del cuarto frío.
- Lámparas: ayudan a la visibilidad dentro de los cuartos fríos [22].

2.3.4.4 Importancia de techo, suelo y paredes de cuartos fríos

El techo, suelo y paredes tienen como principal función conservar una temperatura finita dentro de un cuarto frio.

Los suelos de la mayoría de las instalaciones para enfriamiento son construidos, en bloques de concreto con refuerzos en su perímetro para soportar las cargas producidas por las paredes.

Los paneles de las paredes de cámaras congeladas son aislados con 4" de espuma rígida de poliuretano, con alta densidad, con factores de conductividad térmica, fundidas dentro del concreto.

Los techos son aisladas aplicando espuma de poliuretano que no sólo brinda una excelente insolación térmica y anticondensante, sino también una perfecta impermeabilización [22].

2.3.4.5 Relación de los cuartos fríos de acuerdo al producto a almacenar

Los productos perecederos que necesiten temperaturas menores a “0 °C” deben ser ubicados en los cuartos denominado congelados por la capacidad de estos cuartos de manejar temperaturas bajas.

Los productos perecederos que necesiten de temperaturas mayores a “0 °C” pero menores a la temperatura del medio ambiente deben ser ubicados en los cuartos refrigerados.

2.4 Equipos de climatización

2.4.1 Unidades autónomas

Una unidad autónoma es un equipo de tratamiento de aire, con producción propia de frío y calor y con todos los elementos necesarios para efectuar el tratamiento del aire.

Las unidades autónomas se pueden clasificar según 3 criterios:

a) Según el medio refrigerante del condensador:
    - Equipo de condensación por aire: El condensador se enfría por aire exterior impulsado por un ventilador. Una vez que el aire ha actuado como refrigerante se devuelve al exterior a mayor temperatura.
    - Equipo de condensación de agua: En estos equipos se utiliza agua para refrigerar el condensador. Si se trata de agua urbana, no puede perderse, por lo cual una vez utilizada (aprox. 35°C) debe enfriarse mediante una torre de refrigeración (enfriamiento de aprox. 5 o 6°C) y devolverse mediante un circuito de retorno al condensador [23].
b) Según su configuración:
    - Equipo compacto: Es un equipo constituido como un elemento único.
    - Equipo partido: Está constituido por dos partes unidas mediante tuberías. Hay una parte exterior llamada unidad condensadora y una parte interior que comprenda el evaporador principalmente [23].
c) Según el tipo:
    - Acondicionador de ventana: Se trata de una unidad compacta que se coloca en una ventana; la refrigeración del condensador se hace por aire exterior; son de pequeño tamaño y descarga directa de aire frío.
    - Consolas: Son unidades con apariencia externa de armario. Pueden colocarse de pie en el suelo, o colgarse en la pared. Pueden ser refrigeradas por aire o por agua. El control es individual por unidad.
    - Equipos partidos
    - Equipos portátiles: Se trata de equipos partidos que son transportables de un lugar a otro [23].

2.4.1.1 Acondicionador de ventana

En el acondicionador de ventana mostrado en la Figura 2.2, la condensación se realiza mediante el aire exterior. Utiliza un compresor hermético y monofásico. Se utilizan para enfriar el aire de un local o habitación determinados. La gama de potencias con que se fabrica

es de aproximadamente entre 1 a 6 KW. El acondicionador de ventana convencional sólo enfría el aire en verano y puede proporcionar calor en invierno mediante una resistencia eléctrica que puede llevar incorporada. El acondicionador llamado bomba de calor tienen un circuito de refrigeración que trabaja de forma reversible y entonces proporciona frío en verano y calor en invierno [18][23].

Figura 2.2: Acondicionador de ventana. Fuente: [23]

2.4.1.2 Consola condensada por aire

La consola condensada por aire mostrada en la Figura 2.3, es un equipo muy similar al acondicionador de ventana, pero con una apariencia externa de consola. Consta de dos partes diferenciales: la parte que comprende el evaporador y el ventilador y la otra parte que comprende el compresor y el condensador. Las dos partes van unidas por las tuberías de flujo frigorífico, y mecánicamente por tornillería. Se consideran dos posibilidades de instalación: posición vertical y horizontal. La gama de potencias es similar a la de los equipos de ventana, en la versión de aparatos de pequeña potencia.

Figura 2.3: Consola condensada por aire. Fuente: [23]

2.4.1.3 Consola condensada por agua

Este tipo de consola tiene el condensador refrigerado por agua. Se aportación de agua y genera dos salidas, una para el agua caliente y otra para el drenaje del agua condensada en el evaporador. El compresor es hermético y monofásico. Con el agua usada para refrigerar el condensador se tener algunas precauciones como: controlar que el agua de red no sea demasiado fría, controlar que el agua de una torre de refrigeración mantenga la temperatura entre los 25 o 30°C, vigilar que el agua no sea dura debido a que producirán precipitados de sales en el condensador.

2.4.1.4 Equipo partido

Este equipo está compuesto de dos partes separadas, unidas por mangueras flexibles de corta longitud. La condensación se hace por aire, por lo que la unidad condensadora debe colocarse siempre en el exterior.

Figura 2.4: Equipo partido. Fuente: [23]

Hay la variedad mural y la de techo Roof Top.

En el mural, el evaporador se pone en la pared; en la de techo, más para centros comerciales y gama industrial, el evaporador se pone en el techo. El condensador siempre se encuentra en el exterior [23].

2.4.1.4.1 Equipo vertical de gran potencia

El tipo de refrigeración que se utilice en el condensador (aire o agua) condiciona las características de funcionamiento del aparato.

En los condensadores enfriados por aire éste debe estar a una temperatura comprendida entre los 19 y 40°C o los datos facilitados por el propio fabricante.

Los condensadores enfriados por agua también permiten una mayor versatilidad de potencias, entre 6 y 180KW [23].

2.4.1.4.2 Equipo horizontal de gran potencia

Estos equipos son ideales para camuflarlos en el techo o incluso en el cielo raso debido a que tienen una base grande y poca altura. Se clasifican únicamente por el medio utilizado en la condensación.

En los refrigerantes por aire la gama de potencias va desde los 6 hasta los 70KW. El evaporador y el condensador constituyen elementos diferenciados que, aunque están unidos mecánicamente, pueden separarse sin ningún problema y entonces se trata de un modelo en versión de equipo partido.

En los refrigerados por agua tendremos más versatilidad y pueden darse tipos análogos a los que hemos comentado en el vertical [23].

2.4.1.4.3 Equipos de techo (roof-top) de gran potencia

Es ideal para grandes locales de una sola planta con terraza exterior, tales como locales comerciales, supermercados, etc. La gama de potencias puede establecerse entre los 17KW y los 116KW de potencia. Un equipo de techo se muestra en la Figura 2.5.

Consta de una unidad condensadora, situada en el exterior, sobre el techo, y de una unidad evaporadora colgada del techo en el interior. La refrigeración del condensador se hace con aire exterior, impulsado con un ventilador de baja presión. El compresor es hermético, impulsado por un motor trifásico [23].

Figura 2.5: Equipo de techo. Fuente: [23]

2.5 Unidades terminales

Son equipos que no producen ellos mismos el frío, sino que emplean agua fría procedente de una unidad central enfriadora [18].

Las unidades terminales más comunes son:

- Fan-Coils
- Inductores
- Climatizadores

2.5.1 Fan-Coils

Es un sistema de acondicionamiento y climatización de tipo mixto adecuado para edificios donde es preciso economizar el máximo de espacio. Suple a los sistemas centralizados que tienen equipos que ocupan grandes superficies [24].

La Figura 2.6 muestra la unidad Fan-Coil.

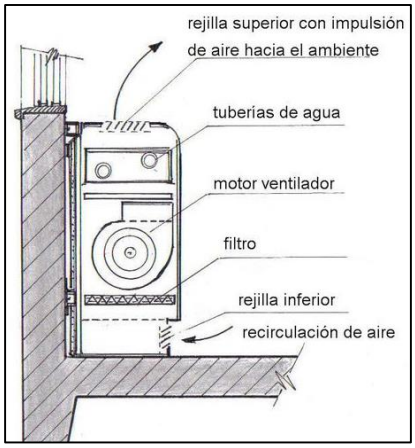


Figura 2.6: Unidad Fan-Coil. Fuente: [24]

2.5.2 Inductores

Los inductores son unidades terminales en donde el aire que se enfría al pasar por la batería de agua fría, no es impulsado por un ventilador, sino que es aire del recinto arrastrado por el efecto producido en un sistema de toberas.

El aire que alimenta las toberas se llama aire primario y llega canalizado a cada inductor. El aire procedente del recinto es que inducido hacia la batería se llama aire secundario [18].

2.5.3 Climatizadores

Son equipos de naturaleza modular, con los que puede conseguirse un aire frío en verano o caliente en invierno, permite regular la humedad del local que se desea climatizar. Para conseguir esta climatización a medida, se disponen los módulos o componentes del climatizador que son:

- **Módulo de enfriamiento.-** Es una batería de agua fría de tubos de cobre aleteados para enfriar el aire.
- **Módulo de calefacción.-** Es una batería de agua caliente de tubos de cobre aleteados para calentar el aire. También puede estar constituida por varias resistencias eléctrica.
- **Módulo de humidificación.-** Se trata de sectores o unidades encargadas de humedecer el aire.

- **Módulo de mezcla.-** Son cajas encargadas de mezclar el aire procedente del local con aire exterior.
- **Módulo de entrada.-** Son elementos parecidos a las cajas, situados siempre a la entrada del climatizador, que tienen como partes fundamentales dos compuertas y un filtro de aire.
- **Módulo de impulsión.-** Son los elementos que contienen el ventilador para hacer circular el aire. Existe dos módulos de impulsión el primero situado al final del climatizador llamado impulsión y otro situado al principio para impulsar el aire de retorno [18].

2.6 Filtros

Son dispositivos utilizados para el control de la pureza del aire, reducen o eliminan partículas sólidas o gases indeseables presentes en el aire que se introduce a un local acondicionado.

Los beneficios de usar filtros de aire son:

- Reducción de los costes de limpieza del local.
- Reducción de enfermedad en empleados, a consecuencia eliminar bacterias, virus y agentes alérgenos del aire.
- Aumento de rendimiento.
- Aumento de la calidad de los productos.
- Aumento de duración o vida útil de la maquinaria o del equipo [23].

Los tres factores más críticos en el comportamiento de los filtros son:

- Variación de la resistencia del filtro con el flujo de aire.
- Variación de la resistencia del filtro con la carga de polvo y el flujo de aire del proyecto.

- Efecto de las cargas de polvo con el flujo de aire de proyecto sobre el rendimiento del filtro [23].

En un filtro se debe tener en cuenta:

- La resistencia del filtro
- El rendimiento de un filtro
- La capacidad de un filtro

La Figura 2.7 presenta una guía para determinar el tipo de filtro a ser usado en un sistema de aire acondicionado dependiendo del contaminante y el tamaño de la particular.

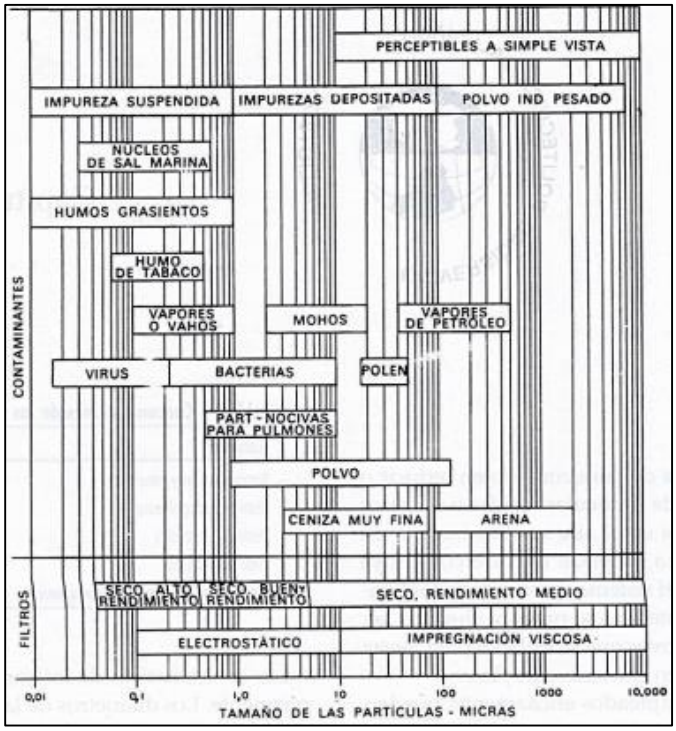


Figura 2.7: Aplicación de filtro dependiendo del tamaño de la partícula y el contaminante. Fuente: [23]

2.6.1 Contaminantes

Los contaminantes presentes en el aire son: materias orgánicas, esporas, virus, bacterias, alérgenos, humo, polvo, vapores y niebla; los mismos se pueden introducir en el aire desde el exterior, o pueden ser retornados al equipo de acondicionamiento desde el propio local acondicionado. La facilidad y eficacia con las que pueden ser eliminados depende del

tamaño, forma, peso específico, concentración y características de superficie de la partícula [23].

2.6.2 Normas y reglamentos

El RITE, a través de la instrucción técnica IT 1.1.4.2.4 establece los criterios de filtraje del aire exterior de ventilación. La norma europea EN-779, transformada en la española UNE-EN-779 establece los tipos de filtros citados en la IT [18].

2.6.3 Tipos de filtros

Los tipos de filtros se clasifican en dos grupos:

2.6.3.1 Clasificaciones según la norma UNE-EN-779

La norma UNE-EN-779 establece la siguiente clasificación:

- Los filtros tipo G (para retener polvo grueso); se dividen en: G1, G2, G3 y G4.
- Los filtros tipo F (para retener polvo fino): se dividen en: F5, F6, F7, F8, F9

2.6.3.2 Clasificación morfológica

Según la clasificación morfológica los principales tipos de filtros son:

- Filtros Viscosos.- Utiliza un medio filtrante de textura relativamente basta y construida con fibra, tamiz, tela de alambre, placas o estampaciones metálicas. Se obtienen rendimientos del 65% al 80% en ensayos hechos por el método de peso de materia sólida eliminada.
- Filtros secos.- Están formados ordinariamente por un bastidor permanente y un medio seco reemplazable de celulosa, amianto o fibras de vidrio, papel sometido a un tratamiento especial, algodón, material sintético. Rendimiento que varía de 84 a 95%, según el ensayo de peso AFI, y que depende del medio empleado.
- Limpiadores electrónicos. -Llamados generalmente precipitaciones, son de dos tipos, el de ionización y el electrostático. Rendimientos de 85 a 90%, basados en el ensayo de macha de polvo.

CAPÍTULO 3

3 DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS

3.1 Ventilación

3.1.1 Cálculo del flujo de ventilación - CFM (ft^3/min)

El flujo de ventilación expresado en CFM se calcula por el método del cambio de aire, que implica un número de renovaciones mínimas definidas en la NORMA ASHRAE para condiciones de bienestar e higiene y el volumen del recinto.

$$CFM = \mathrm{CA} * \frac{\mathrm{V}}{60}$$

Donde,

CFM = velocidad de infiltración de aire al recinto.

CA= Número de cambios de aire por hora para el recinto.

V= Volumen del recinto, ft^3

En la siguiente tabla y en el anexo, se presenta una tabla de la NORMA ASHRAE con algunos parámetros importantes para el diseño, como número mínimo de renovaciones de aire por hora, indicaciones de recirculación y extracción del aire, y presión positiva o negativa dependiente la clasificación que tenga en recinto según la norma.

Para nuestro caso, el CONSULTORIO 3 que consideramos como ejemplo se establece un número mínimo de 8 renovaciones de aire / hora (SALA DE TRATAMIENTO), existen restricciones de recirculación, y consideraciones especiales de presión positiva o negativa.

Tabla 3.1: Valores recomendados de las renovaciones por hora según norma ASHRAE. Fuente [25]

Recinto	Renovaciones / hora	Recirculación	Presión
Consultorio 3	8	NO	Positiva
Auditorio	6	NO	Positiva

3.1.2 Cálculo del área y volumen del recinto.

Para nuestro caso, el CONSULTORIO 3 mostrado en la Figura 3.1, que consideramos como ejemplo será el reciento para el desarrollo del cálculo del área y volumen, de la misma manera se efectuara el proceso para el resto de recintos.

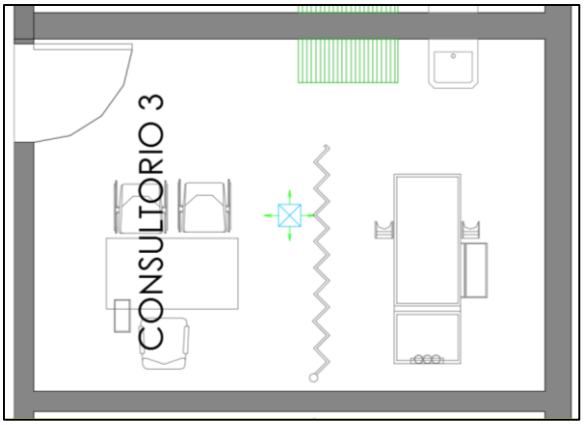


Figura 3.1: Consultorio 3.

Calculo del Área en m^2

$$A = \mathrm{a} * \mathrm{b}$$

$$A = 4{,}67 * 3{,}21$$

$$A = 14{,}99\ m^2$$

Calculo del Volumen en m^3

$$V = \mathrm{area} * \mathrm{h}$$

$$V = 14{,}99 * 3$$

$$V = 44{,}972\ m^3$$

Volumen en ft^3

$$V = 44{,}972\ m^3 * \frac{(3{,}28084)^3\ ft^3}{1\ m^3}$$

$$V = 1588{,}171\ ft^3$$

3.1.3 Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el CONSULTORIO 3 como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de recintos.

Si realizamos las siguientes operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones (CONSULTORIO 3) según lo muestran las siguientes tablas.

$$CFM = \mathrm{CA} * \frac{\mathrm{V}}{60}$$

$$CFM = 8 * \frac{1588{,}171\ ft^3}{60}$$

$$CFM = 211.68$$

Tabla 3.2: Cálculo de los CFM según las renovaciones por hora. Fuente: Autores

Recinto	Renovaciones por hora	Volumen (ft^3)	CFM
Consultorio 3	8	1588,171	211.68
Auditorio	6	14090,55	1407.67

3.1.4 Dimensionamiento de los ductos

Para esta sección se considerará el método de igual fricción debido a que el método de recuperación estática se lo recomienda para sistemas de altas velocidad en donde no se tome en cuenta los decibeles generados por el movimiento del fluido a través de los ductos; el método seleccionado es decir el de igual fricción se basa en función de la Figura 3.2 que representa de forma esquemática los CFM que se van a suministrar al recinto, las pérdidas en in de H2O por 100 ft, las velocidades del aire las cuales son recomendadas en la ilustración 2.10 en la que se menciona velocidades recomendadas según el recinto correspondiente para nuestro caso general CLÍNICAS – HOSPITALES.

Se realizará un ejemplo representativo del cálculo de los ductos basados en el método de igual fricción:

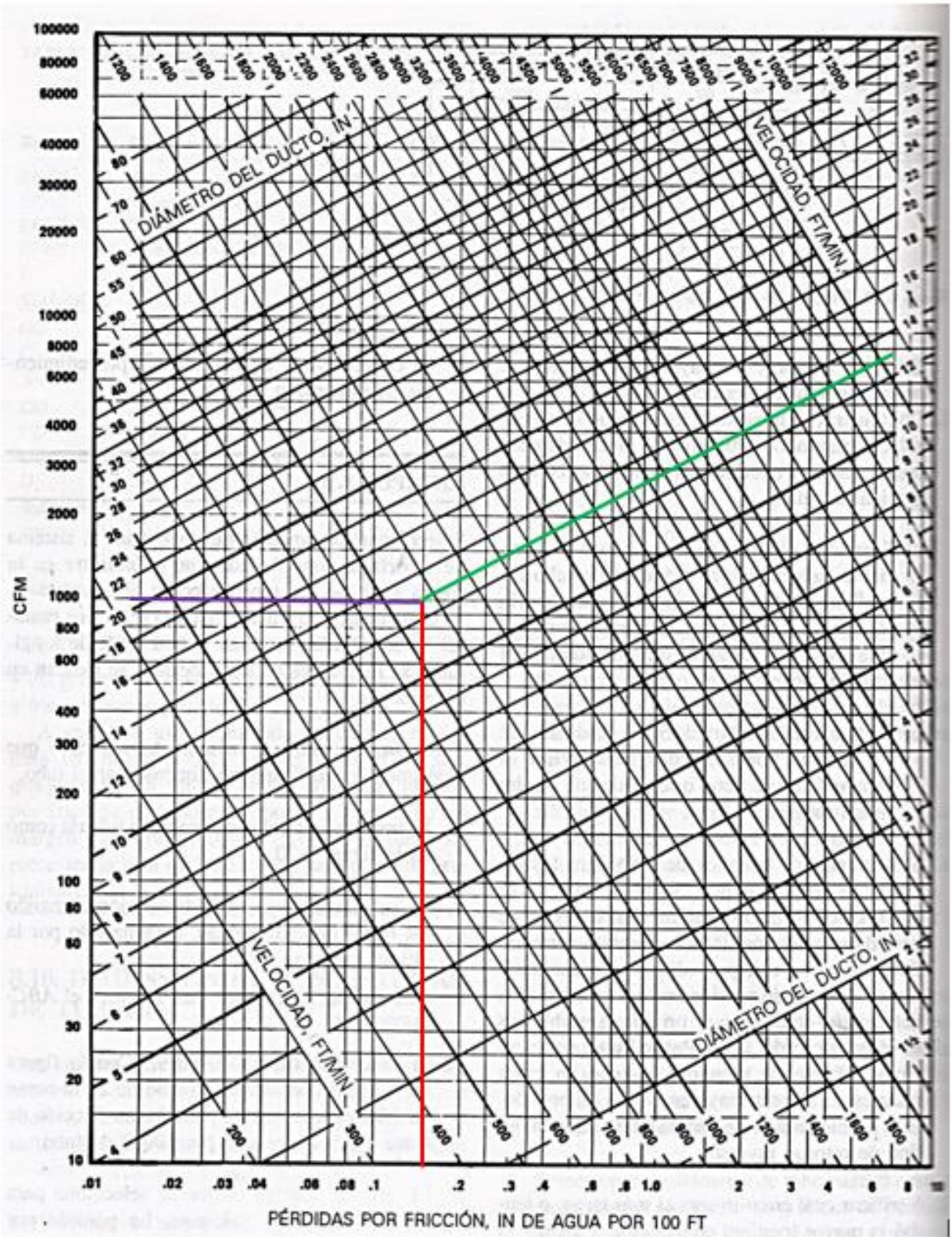


Figura 3.2: Dimensionamiento de ductos para consultorio. Fuente: [14]

Por lo tanto según las condiciones especificadas anteriormente se tiene una pérdida por fricción en ductos de alrededor de 0,15 in de H2O por 100 FT.
Además se obtiene el diámetro de un ducto circular de 11in; éste a su vez se va a transformar a ducto rectangular ya que se requiere mantener la estética del local ya que éste se encuentra construido en la actualidad.

Por lo tanto ayudándonos del anexo, tenemos que imponernos la altura del ducto, lo que comercialmente se maneja en 10 o 14in, lo cual seleccionaremos la primera opción.

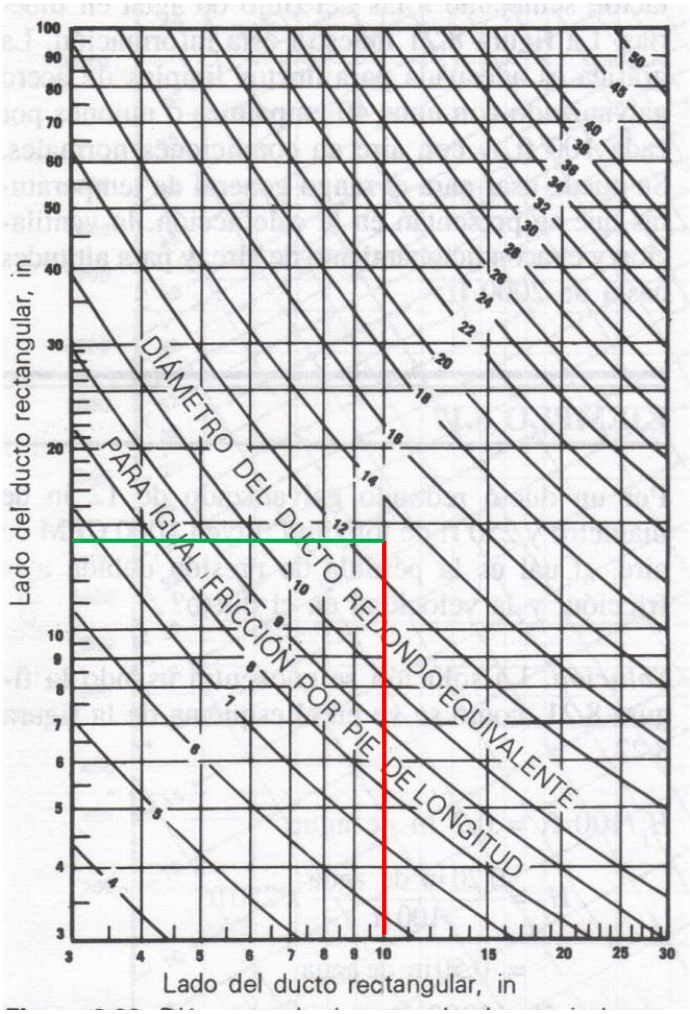


Figura 3.3: Dimensionamiento de ducto rectangular para consultorio. Fuente: [14]

Según lo que nos muestra la representación, se obtiene un ducto rectangular de 14in de largo x 10in de alto.

A continuación se presenta la Tabla 3.3 en la que se puede obtener la pérdida por fricción de ductos rectangulares.

Tabla 3.3: Resultados del cálculo del ducto y pérdida real en in de H2O**.** Fuente: Autores

TIPO	SECCION	CFM	PERDIDAS POR FRICCION (IN/100 FT)	DIAMETRO (IN) IGUAL FRICCION	V(FT/MIN)	TAMAÑO RECTANGULAR		AREA (IN^2)	LONGITUD (FT)	PERDIDA REAL (IN H2O)
						LARGO (IN)	ALTO (IN)			
DUCTO	**AB**	1000	0,15	13	1100	14	10	140	13	0,0195
SALIDA	**B**	400								
DUCTO	**BC**	600	0,15	10	1000	10	10	100	5	0,0075
SALIDA	**C**	200								
DUCTO	**CD**	400	0,15	9	1100	6	10	60	17.3	0,026
SALIDA	**D**	400								

En los anexos correspondientes se encontrarán los cálculos por pérdidas por fricción en tuberías, conexiones y cambios de sección, que se calcularon en cada uno de los recintos.

3.2 Climatización

3.2.1 Cálculo de las ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior del hospital

Las ganancias de calor por conducción se dan a través de paredes, techos, pisos, que dan al exterior y se calcula con la expresión mencionada en el capítulo 1.

$$Q = U * A * DTCE_e$$

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 el techo, paredes o vidrios; BTU/h– ft2 - °F

A= Área del techo, paredes, o vidrios; ft2

DTCE= Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento; °F

Tomaremos como referencia de cálculo el QUIROFANO 3 para analizar cada uno de los resultados; en el resto de recintos se procederá de la misma manera como se indica a continuación:

3.2.2 Análisis de las áreas de paredes, techos y pisos

Se determinaron los valores según el plano arquitectónico del ancho y de la altura de cada una de las paredes, piso, techo, puertas, y su ubicación en el caso que sean interiores o exteriores.

Tabla 3.4: Áreas y orientaciones de paredes QUIROFANO 3**.** Fuente: Autores

	Ancho (m)	**Alto (m)**	**Area (m^2)**	**Ubicación**
Pared	5,2	3	15,6	**Exterior**
Pared	5,2	3	15,6	**Interior**
Pared	6,7	3	20,1	**Interior**
Pared	6,7	3	20,1	**Interior**
Puerta	1,5	2	3	**Interior**
Piso	5,2	6,7	34,84	
Techo	5,2	6,7	34,84	

3.2.3 Análisis de ganancia de calor por conducción

3.2.3.1 Coeficiente global de transferencia de calor U (BTU/(h-ft2-°F))

Determinamos que el coeficiente global de transferencia de calor por conducción según como se indica a continuación en la siguiente ilustración y se clasificaron según el tipo de construcción como se menciona a continuación:

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft²	Valor de U, BTU/(h-ft²-°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft²-°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
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + *(acabado)*				
F	Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina *(cortina metálica)*				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Reproducido con permiso de *1985 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*

Figura 3.4: Descripción de grupos de construcción de paredes. Fuente: [14]

Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lámina de plástico			
Descripción	Invierno	Exterior Verano	Interior
Vidrio plano			
vidrio sencillo	1.10	1.04	0.73
vidrio aislante - doble			
espacio de aire de 1/4"[a]	0.58	0.61	0.49
espacio de aire de 1/2[b]	0.49	0.56	0.46
espacio de aire de 1/2", recubrimiento de baja emisión[c]			
e = 0.20	0.32	0.38	0.32
e = 0.40	0.38	0.45	0.38
e = 0.60	0.43	0.51	0.42
Vidrio aislante - triple[d]			
Espacio de aire de 1/4"[a]	0.39	0.44	0.38
espacio de aire de 1/2"[b]	0.31	0.39	0.30
ventanas dobles			
espacio de aire de 1" a 4"[a]	0.50	0.50	0.44
Lámina de plástico			
sencilla			
1/8" espesor	1.06	0.98	--
1/4" espesor	0.96	0.89	--
1/2" espesor	0.81	0.76	--
unidad aislante - doble			
espacio de aire de 1/4"[a]	0.55	0.56	--
espacio de aire de 1/2"[b]	0.43	0.45	--
Tragaluz[e]			
6 x 6 x 4 in espesor	0.60	0.57	0.46
8 x 8 x 4 in espesor	0.56	0.54	0.44
— con divisor del hueco	0.48	0.46	0.38
12 x 12 x 4 in espesor	0.52	0.50	0.41
— con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36
12 x 12 x 2 in espesor	0.60	0.57	0.46

Paneles horizontales — vidrio plano, tragaluz y domos de plástico			
Descripción	Invierno	Exterior Verano	Interior
Vidrio plano			
vidrio sencillo	1.23	0.83	0.96
vidrio aislante — doble			
espacio de aire de 1/4"[a]	0.65	0.54	0.59
espacio de aire de 1/2"[b]	0.59	0.49	0.56
espacio de aire de 1/2", recubrimientode baja emisión[c]			
e = 0.20	0.48	0.36	0.39
e = 0.40	0.42	0.42	0.45
e = 0.60	0.56	0.46	0.50
Tragaluz[e]			
11 x 11 x 3 in espesor con divisor de cavidad	0.53	0.35	0.44
12 x 12 x 4 in espesor con divisor de cavidad	0.51	0.34	0.42
Domos de plástico[f]			
de pared sencilla	1.15	0.80	--
de pared doble	0.70	0.46	--

Factores de ajuste para páneles verticales y horizontales			
Descripción	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
Ventanas			
Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90
Marco de madera - 60% vidrio	0.80	0.85	0.80
Marco de metal - 80% vidrio	1.00	1.20[g]	1.20[g]
Ventanas y puertas			
corredizas de vidrio	0.95	1.00	--
Marco de madera	1.00	1.10[g]	--
Marco de metal			

[a] vidrio de 1/8"
[b] vidrio de 1/4"
[c] recubrimiento en ambas superficies del vidrio que dan al espacio de aire
[d] diseño de la ventana: vidrio de 1/4" - vidrio de 1/8" - vidrio de 1/4"
[e] dimensiones nominales
[f] basados en la superficie de la abertura
[g] con aislamiento térmico

Figura 3.5: Descripción de grupos de vidrios. Fuente: [14]

Construcción	Valor de U en BTU/h-ft²-°F	
	Verano	Invierno
TECHO - CIELO RASO (techo inclinado, marco de madera, cielo terminado en largueros)		
Sin aislamiento	.28	.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	.06	.05
TECHO-TAPANCO-CIELO RASO (tapanco con ventilación natural)		
Sin aislamiento	.15	.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	.04	.05
PISOS		
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielo raso		
Marco de madera:		
Sin aislamiento	.33	.27
Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in)	.08	.08
Cubierta de concreto:		
Sin aislamiento	.58	.43
Aislamiento R-7	.10	.09
PUERTAS		
Madera maciza:		
de 1 in de espesor	.61	.64
de 1 1/2 in de espesor	.47	.49
de 2 in de espesor	.42	.43
Acero:		
de 1 1/2 in de espesor con relleno de lana mineral	.58	.59
de 1 1/2 in de espesor con relleno de poliestireno	.46	.47
de 1 1/2 in de espesor con relleno de espuma de uretano	.39	.40

Figura 3.6: Descripción de grupos de puertas. Fuente: [14]

Tabla 3.5: Coeficiente global de transferencia de calor U. Fuente: [14]

Tipo de estructura	Coeficiente global de transferencia de calor "u" (BTU / (h- ft^2-°f)	Descripción de la construcción
A	0,415	Ladrillo común de 8 in
B	0,115	Bloque de concreto de 8 in + acabado
C	1,2	Puerta de Vidrio con marco de metal
D	0,73	Vidrio plano sencillo (Interior)
E	0.49	Puerta de madera maciza de 1 ½ in de espesor

3.2.3.2 Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento - DTCE (°F)

El cálculo de la DTCE se realizó considerando el coeficiente de corrección para latitud, color y mes (LM), corrección debido al color de la superficie (K), factor de corrección para ventilación de cielo raso (f=0,75 en el caso que exista cielo raso, para los demás casos ocupar f=1), se presenta a continuación la ecuación de cálculo:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - tr) + (to - 85)] * f$$

Donde:

$DTCE_e$ = Valor corregido de DTCE; °F

DTCE = Temperatura de las tablas

LM= Corrección para latitud al color y mes

K= corrección debido al color de la superficie

- K= 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales
- K=0,5 para techos de color, claro en zonas rurales
- K=0,65 para paredes de color claro en zonas rurales tr= Temperatura del recinto; °F
- to = Temperatura de diseño exterior promedio; °F
- **f=** factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para el techo)
- f= 0,75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos f= 1.0

Los valores para DTCE se consideraron de la ilustración que se muestra a continuación, según el tipo de pared, es decir de LADRILLO COMUN DE 8 in, orientación y hora solar máxima 15 horas.

Latitud norte, orientación de pared	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	Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE
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	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	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	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	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	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	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	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	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	12	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	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	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	27	26	22	10	27	17
Paredes grupo D																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	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	26	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	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32
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	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	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
Paredes grupo F																												
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	24	23
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	51
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44
Paredes grupo G																												
N	3	2	1	0	−1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	−1	26	27
NE	3	2	1	0	−1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	−1	39	40
E	4	2	1	0	−1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	−1	55	56
SE	4	2	1	0	−1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	−1	51	52
S	4	2	1	0	−1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	−1	46	47
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55

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

Figura 3.7: Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE). Fuente: [14]

Tabla 3.6: Valores de DTCE. Fuente: [14]

ORIENTACIÓN	DTCE
N	12
S	33

E	20
W	14

Los valores de LM se consideraron de la siguiente imagen que se presenta a continuación los valores según la orientación del local hacia el norte (2°N) y el mes en que las condiciones ambientales son criticas (Enero / Noviembre)

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	–3	–5	–5	–5	–2	–0	3	6	9	–1
	Ene/Nov	–3	–5	–4	–4	–1	–0	2	4	7	–1
	Feb/Oct	–3	–2	–2	–2	–1	–1	0	–1	0	0
	Mar/Sept	–3	0	1	–1	–1	–3	–3	–5	–8	–1
	Abr/Ago	5	4	3	0	–2	–5	–6	–8	–8	–2
	May/Jul	10	7	5	0	–3	–7	–8	–9	–8	–4
	Jun	12	9	5	0	–3	–7	–9	–10	–8	–5
8	Dic	–4	–6	–6	–6	–3	0	4	8	12	–5
	Ene/Nov	–3	–5	–6	–5	–2	0	3	6	10	–4
	Feb/Oct	–3	–4	–3	–3	–1	–1	1	2	4	–1
	Mar/Sept	–3	–2	–1	–1	–1	–2	–2	–3	–4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	–1	–4	–5	–7	–7	–1
	May/Jul	7	5	4	0	–2	–5	–7	–9	–7	–2
	Jun	9	6	4	0	–2	–6	–8	–9	–7	–2
16	Dic	–4	–6	–8	–8	–4	–1	4	9	13	–9
	Ene/Nov	–4	–6	–7	–7	–4	–1	4	8	12	–7
	Feb/Oct	–3	–5	–5	–4	–2	0	2	5	7	–4
	Mar/Sept	–3	–3	–2	–2	–1	–1	0	0	0	–1
	Abr/Ago	–1	0	–1	–1	–1	–3	–3	–5	–6	0
	May/Jul	4	3	3	0	–1	–4	–5	–7	–7	0
	Jun	6	4	4	1	–1	–4	–6	–8	–7	0
24	Dic	–5	–7	–9	–10	–7	–3	3	9	13	–13
	Ene/Nov	–4	–6	–8	–9	–6	–3	3	9	13	–11
	Feb/Oct	–4	–5	–6	–6	–3	–1	3	7	10	–7
	Mar/Sept	–3	–4	–3	–3	–1	–1	1	2	4	–3
	Abr/Ago	–2	–1	0	–1	–1	–2	–1	–2	–3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	–3	–3	–5	–6	1
	Jun	3	3	3	1	0	–3	–4	–6	–6	1
32	Dic	–5	–7	–10	–11	–8	–5	2	9	12	–17
	Ene/Nov	–5	–7	–9	–11	–8	–4	2	9	12	–15
	Feb/Oct	–4	–6	–7	–8	–4	–2	4	8	11	–10
	Mar/Sept	–3	–4	–4	–4	–2	–1	3	5	7	–5
	Abr/Ago	–2	–2	–1	–2	0	–1	0	1	1	–1
	May/Jul	1	1	1	0	0	–1	–1	–3	–3	1
	Jun	1	2	2	1	0	–2	–2	–4	–4	2
40	Dic	–6	–8	–10	–13	–10	–7	0	7	10	–21
	Ene/Nov	–5	–7	–10	–12	–9	–6	1	8	11	–19
	Feb/Oct	–5	–7	–8	–9	–6	–3	3	8	12	–14
	Mar/Sept	–4	–5	–5	–6	–3	–1	4	7	10	–8
	Abr/Ago	–2	–3	–2	–2	0	0	2	3	4	–3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	–1	–1	2
48	Dic	–6	–8	–11	–14	–13	–10	–3	2	6	–25
	Ene/Nov	–6	–8	–11	–13	–11	–8	–1	5	8	–24
	Feb/Oct	–5	–7	–10	–11	–8	–5	1	8	11	–18
	Mar/Sept	–4	–6	–6	–7	–4	–1	4	8	11	–11
	Abr/Ago	–3	–3	–3	–3	–1	0	4	6	7	–5
	May/Jul	0	–1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	–7	–9	–12	–16	–16	–14	–9	–5	–3	–28
	Ene/Nov	–6	–8	–11	–15	–14	–12	–6	–1	2	–27
	Feb/Oct	–6	–8	–10	–12	–10	–7	0	6	9	–23
	Mar/Sept	–5	–6	–7	–8	–5	–2	4	8	12	–15
	Abr/Ago	–3	–4	–4	–4	–1	1	5	7	9	–6
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	–2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del *1979 ASHRAE Load Calculations Manual*

Figura 3.8: Corrección de la DTCE por latitud y mes. Fuente: [14]

Tabla 3.7: Valores de LM. Fuente: [14]

Latitud	Mes	N	W	E	S
2° N	Enero / Noviembre	-3	-1	-1	7

Los valores K son debido a la corrección debido al color de la superficie es decir para nuestro caso K=0,65 para paredes de color claro, en zonas rurales.

3.2.3.3 Cálculo de las ganancias de calor por conducción

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el QUIROFANO 3 como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de recintos.

Por lo tanto:

La pared 1 está orientada al W y es la única pared de este recinto que está ubicada hacia el EXTERIOR es por eso que se realizará la corrección de diferencia de temperatura, el resto de paredes son INTERIORES.

Mencionado lo anterior tenemos:

DTCE: 14

LM: -1

K=0,65

f= 0,75 (por que tiene techo falso).

tr= 71,6 °F (22°C) – TEMPERATURA DE DISEÑO DEL INTERIOR DEL RECINTO.

to= 79,88°F (26,6 °C) – TEMPERATURA EXTERIOR MÁXIMA SEGÚN ESTADÍSTICAS INER – UPS Cuenca.

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - tr) + (to - 85)] * f$$

$$DTCE_e = [(14 - 1) * 0{,}65 + (78 - 71{,}6) + (79{,}88 - 85)] * 0{,}75$$

$$DTCE_e = 7{,}29 \text{ °F}$$

Observación: Para las paredes ubicadas en el interior del local se consideró $DTCE_e$ = 2°F (aproximadamente 1°C) debido a que interiormente no varía significativamente las temperaturas de recinto a recinto.

Si realizamos la siguiente operación obtendremos los resultados de ganancia de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior del recinto (QUIROFANO 3) según lo muestra la siguiente tabla.

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Tabla 3.8: Ganancias de calor por conducción. Fuente: Autores

Estructura	Coeficiente "U"	Área (ft^2)	$DTCE_e$ (°f)	Q (BTU / h)
A	0,415	166,625	7,29	504,099
A	0,415	166,625	2	178,770
A	0,415	215,385	2	138,299
A	0,415	215,385	2	178,770
C	1,2	32,291	2	77,498
B	0,115	370,386	2	85,189
B	0,115	370,386	2	85,189
			Total:	**1247,813**

3.2.4 Análisis de ganancia de calor alumbrado

Las ganancias de calor por alumbrado se calcularan con la siguiente expresión mencionada en el capítulo 1:

$$Q = 3{,}412 * W * FB * FCE$$

Donde

Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

W= capacidad del alumbrado, Watts

FB= Factor de balastro

FCE= factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

3.2.4.1 Capacidad del alumbrado – W (WATTS)

Las lámparas fluorescentes que consideramos para el diseño mecánico del hospital serán de 45W cada una.

3.2.4.2 Factor de balastro

El factor de balastro está relacionado directamente con el tipo de fluorescente es decir en nuestro caso FB=1,25.

3.2.4.3 Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

Este factor hace referencia al almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado, el cual depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, en nuestro caso el sistema de enfriamiento trabaja durante las horas de ocupación por lo que se recomienda FCE = 1.

3.2.4.4 Cálculo de la ganancia de calor por alumbrado

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el QUIROFANO 3 como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de recintos.

Por lo tanto:

En el QUIROFANO 3 tenemos 8 lámparas fluorescentes trabajando como se mencionó en la sección anterior por lo que tenemos:

CANTIDAD = 8

POTENCIA EN WATTS= 45W

FB= 1,25 – Lámparas Fluorescentes

FCE = 1 – El sistema trabaja solamente en el tiempo de ocupación.

Si realizamos la siguiente operación obtendremos los resultados de ganancia de calor por alumbrado (QUIROFANO 3) según lo muestra la siguiente tabla.

Tabla 3.9: Resultados de la ganancia de calor por iluminación. Fuente: Autores

Cantidad	Watts	Convertir	BTU / h	FB	FCE	Q (BTU / h)
8	45	3,41214	153,54	1.25	1	1535,46

3.2.5 Análisis de ganancia de calor por las personas

Las ganancias de calor por las personas se dan a través de la actividad que se realice dentro del recinto, se calcula según la expresión mencionada en el capítulo 1 tanto para ganancia sensible como latente.

$$Qs = qs * n * FCE$$

$$Ql = ql * n$$

Donde:

Qs , Ql = Ganancias de calor sensible y latente.

qs , ql = Ganancia de calor sensible y latente por persona.

n = número de personas.

FCE= factor de carga de enfriamiento para las personas.

3.2.5.1 Ganancia de calor sensible y latente por persona – Qs – Ql

Las ganancias de calor sensible y latente por persona se definen en la tabla; para nuestro caso específico se determinaron por la actividad del hospital

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino[a]			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
Boliche		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

[a] Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.

[b] La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.

[c] Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

[d] Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h)

Reproducido con permiso del *1985 Fundamentals. ASHRAE Handbook & Product Directory.*

Figura 3.9: Tasa de ganancia de calor debida a los ocupantes. Fuente: [14]

Tabla 3.10: Valores de ganancia de calor sensible y latente por personas. Fuente: [14]

Actividad	Aplicación	Calor Sensible qs (BTU / h)	Calor Latente ql (BTU / h)
Sentado trabajo muy ligero	Oficinas, Hoteles y Apartamentos	255	255

3.2.5.2 Factor de carga de enfriamiento para las personas – FCE

El factor de carga de enfriamiento para las personas se definen en los anexos; para nuestro caso se consideraron que las personas trabajan las 8 horas laborables y que regresan al recinto cada 12 horas por eso el valor de FCE = 0,21.

3.2.5.3 Cálculo de la ganancia de calor sensible y latente por personas

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el QUIROFANO 3 como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de recintos.

Si realizamos las siguientes operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones (QUIROFANO 3) según lo muestran las siguientes tablas.

3.2.5.3.1 Ganancia de calor sensible

$$Qs = qs * n * FCE$$

$$Qs = 255 * 10 * 0{,}21$$

Tabla 3.11: Resultados de ganancia de calor sensible por personas. Fuente: Autores

Localización (planta alta)	Calor Sensible	# de personas	FCE	Q (BTU / h)
Quirófano 3	255	10	0,21	535,5

3.2.5.3.2 Ganancia de calor latente

$$Ql = ql * n$$

$$Ql = 255 * 3$$

Tabla 3.12: Resultados de ganancia de calor latente por personas. Fuente: Autores

Localización (planta alta)	Calor Sensible	# de personas	Q (BTU / h)
Quirófano 3	255	10	2550

3.2.6 Análisis de ganancia de calor por ventilación

Las ganancias de calor por ventilación como se definió en el capítulo 1, se debe considerar por efecto de higiene ambiental, y en nuestro caso mantener una calidad en el aire se convierte en un factor muy importante para la disminución del riesgo de contagio de enfermedades transmitidas por este medio.

En los recintos en los que no tenga un grado de exigencia mayor o sean considerados zonas no críticas se recomienda recircular un porcentaje del aire del interior ya que los pacientes que ocupan los recintos no se encuentran en una situación delicada y que puedan estar propensos a un alto riesgo de contagio de una enfermedad.

Es por eso que la NORMA ASHRAE, define parámetros especiales para zonas consideradas críticas como por ejemplo LOS QUIRÓFANOS que cuentan con un alto grado de ventilación, presión positiva (prohíbe el ingreso de aire de los alrededores) y que no es posible recircular el aire desde el interior, ya que se quiere garantizar una calidad del aire de cerca del 99,97% libre de contaminantes y bacterias; más adelante analizaremos de la misma manera con un ejemplo estos parámetros de ventilación.

La ganancia de calor se calcula de la siguiente manera:

$$Qs = 1{,}1 * CFM * CT$$

$$Ql = 0{,}68 * CFM * (We - Wi)$$

Donde

Qs , Ql = cargas de calor sensible y latente debido al aire de ventilación, BTU/h

CFM = Flujo de aire de ventilación ft^3/min

CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior °F

We, Wi = Relación de humedad exterior e interior, g de agua/lb de aire seco.

3.2.6.1 Flujo de ventilación - CFM (ft^3/min)

El flujo de ventilación expresado en CFM se calcula por el método del cambio de aire, que implica un número de renovaciones mínimas definidas en la NORMA ASHRAE para condiciones de bienestar e higiene y el volumen del recinto.

$$CFM = \mathrm{CA} * \frac{\mathrm{V}}{60}$$

Donde,

CFM = velocidad de infiltración de aire al recinto.

CA= Número de cambios de aire por hora para el recinto.

V= Volumen del recinto, ft^3

En los anexos, se presenta una tabla de la NORMA ASHRAE con algunos parámetros importantes para el diseño, como número mínimo de renovaciones de aire por hora, indicaciones de recirculación y extracción del aire, y presión positiva o negativa dependiente la clasificación que tenga en recinto según la norma.

Para nuestro caso, el QUIROFANO 3 que consideramos como ejemplo se establece un número mínimo de 25 renovaciones de aire / hora (SALA DE CIRUJIA), existen restricciones de recirculación, y consideraciones especiales de presión positiva.

Tabla 3.13 Valores recomendados de las renovaciones por hora según norma ASHRAE. Fuente: [25]

Recinto	Renovaciones / hora	Recirculación	Presión
Quirófano 3	25	NO	Positiva
Consultorio 1	8	----------	----------

3.2.6.2 Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el QUIROFANO 3 como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de recintos.

Si realizamos las siguientes operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones (QUIROFANO 3) según lo muestran las siguientes tablas.

$$CFM = \mathrm{CA} * \frac{\mathrm{V}}{60}$$

$$CFM = 25 * \frac{3655{,}068}{60}$$

$$CFM = 1522{,}945$$

Tabla 3.14: Cálculo de los CFM según las renovaciones por hora. Fuente: Autores

Recinto	Renovaciones por hora	Volumen (ft^3)	CFM
Quirófano 3	25	3655,068	1522,945
Consultorio 1	6	1640,52	164,052

3.2.7 Cambio de temperaturas y relaciones de humedad con 100% de aire exterior - CT (°F) – W (g agua/lb a.s)

En esta sección se analizará la condición para zonas críticas es decir para recintos en los que no es posible recircular el aire del interior de los recintos como terminamos de revisar en el punto anterior, sino que más bien el 100% de aire que ingresa al equipo es del exterior y que

va a pasar por el proceso de filtrado correspondiente antes de llegar al recinto para garantizar el 99,97% de pureza.

Para estos casos se calcula directamente con las condiciones de aire exterior y aire interior para calcular el cambio de temperaturas.

Tomaremos como referencia las condiciones de diseño de aire interior del QUIRÓFANO 3, para calcular las ganancias de calor sensible y latente con 100% de aire exterior como sugiere la NORMA ASHRAE.

Condiciones de aire exterior (INER – UPS Cuenca)

Tabla 3.15: condiciones de aire exterior. Fuente: Autores

TB Seco (°F - °C)	TB Húmedo (°F - °C)	Humedad (%)	Relación de humedad W (g agua / Lb a.s)	Entalpía Constante h (BTU / lb a.s)
79.88 - 26.6	72 – 22,22	77	120	34,5

Condiciones de aire interior (diseño)

Tabla 3.16: Condiciones de aire interior. Fuente: Autores

TB Seco (°F - °C)	TB Húmedo (°F - °C)	Humedad (%)	Relación de humedad W (g agua / Lb a.s)	Entalpía Constante h (BTU / lb a.s)
75 – 23.9	54 – 12.22	50	64	21

3.2.7.1 Ganancia de calor sensible

$$Qs = 1{,}1 * CFM * CT$$

$$Qs = 1{,}1 * (CFM) * (79.88 - 75)$$

Tabla 3.17: Resultados de la ganancia de calor por ventilación con 100% aire exterior. Fuente: Autores

Coeficiente	CFM	CT	Q (BTU / h)
1,1	1521,45	4.88	8167,143

3.2.7.2 Ganancia de calor latente

$$Ql = 0{,}68 * CFM * (We - Wi)$$

$$Ql = 0{,}68 * (CFM) * (120 - 64)$$

Tabla 3.18: Resultados de la ganancia de calor por ventilación con 100% de aire exterior. Fuente: Autores

Coeficiente	CFM / ft	Wi - We	Q (BTU / h)
0,68	1521,45	56	57936,816

3.2.8 Dimensionamiento de los ductos

Para esta sección se considerará el método de igual fricción debido a que el método de recuperación estática se lo recomienda para sistemas de altas velocidad en donde no se tome en cuenta los decibeles generados por el movimiento del fluido a través de los ductos; el método seleccionado es decir el de igual fricción se basa en función de la ilustración 2.9 que representa de forma esquemática los CFM que se van a suministrar al recinto, las pérdidas en in de H2O por 100 ft, las velocidades del aire las cuales son recomendadas en la ilustración 2.10 en la que se menciona velocidades recomendadas según el recinto correspondiente para nuestro caso general CLÍNICAS – HOSPITALES.

Se realizará un ejemplo representativo del cálculo de los ductos basados en el método de igual fricción:

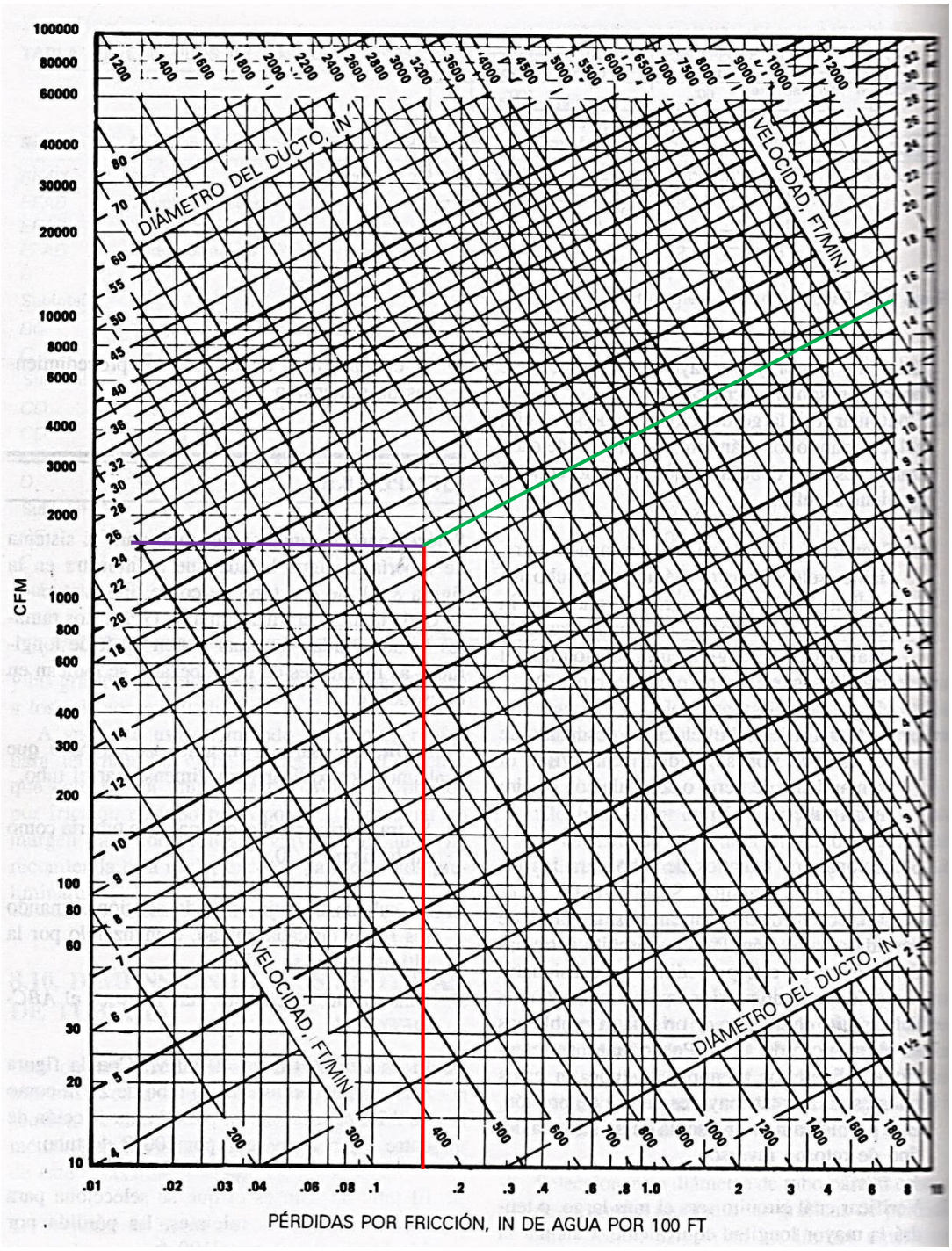


Figura 3.10: Dimensionamiento de ductos por ventilación. Fuente: [14]

Por lo tanto según las condiciones especificadas anteriormente se tiene una pérdida por fricción en ductos de alrededor de 0,15 in de H2O por 100 FT.

Además se obtiene el diámetro de un ducto circular de 11in; éste a su vez se va a transformar a ducto rectangular ya que se requiere mantener la estética del local ya que éste se encuentra construido en la actualidad.

Por lo tanto ayudándonos del anexo, tenemos que imponernos la altura del ducto, lo que comercialmente se maneja en 10 o 14in, lo cual seleccionaremos la segunda opción.

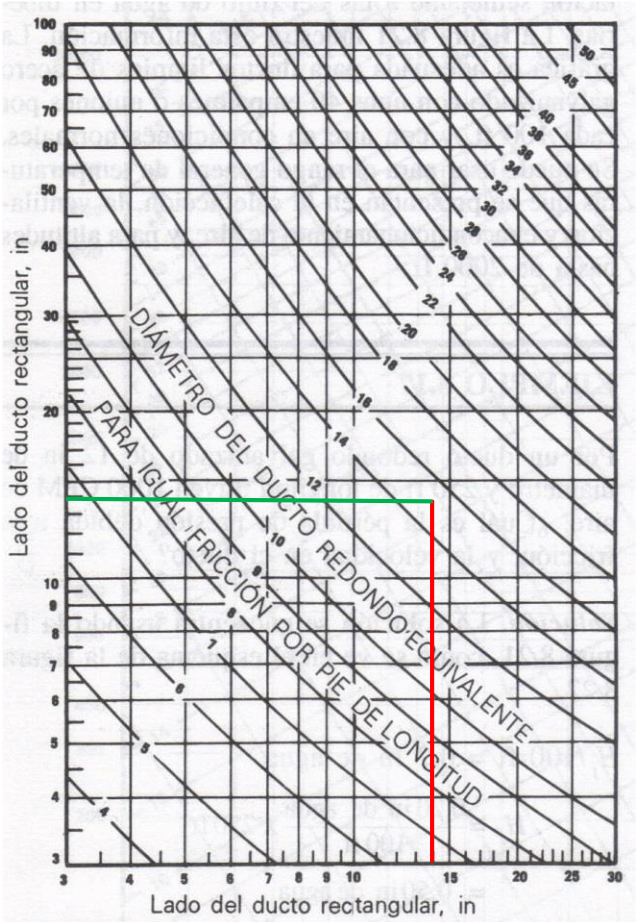


Figura 8.23. Diámetros de ductos redondos equivalentes.

Figura 3.11: Diámetros de ductos redondos equivalentes. Fuente: [14]

Según lo que nos muestra la representación, se obtiene un ducto rectangular de 14in de largo x 14in de alto.

A continuación se presenta una tabla en la que se puede obtener la pérdida por fricción de ductos rectangulares.

Tabla 3.19: Resultados del cálculo del ducto y pérdida real en in de H2O. Fuente: Autores

TIPO	SECCION	CFM	PERDIDAS POR FRICCION (IN/100 FT)	DIAMETRO (IN) IGUAL FRICCION	V(FT/MIN)	TAMAÑO RECTANGULAR		AREA (IN^2)	LONGITUD (FT)	PERDIDA REAL (IN H2O)
						LARGO (IN)	ALTO (IN)			
DUCTO	**AB**	1600	0,15	14	1100	14	14	196	13	0,0195
SALIDA	**B**	800								
DUCTO	**BC**	800	0,15	10	1000	12	10	120	5	0,0075

En los anexos correspondientes se encontrarán los cálculos por pérdidas por fricción en tuberías, conexiones y cambios de sección, que se calcularon en cada uno de los recintos.

3.3 Refrigeración

3.3.1 Criterios generales

Para mantener fría una cámara y todo lo que esta contiene en ella, es necesario extraer el calor inicial y después el que pueda ir entrando en la cámara, por bien aislada que este.

El requerimiento total de refrigeración, Q total, puede establecerse como sigue:

$$Q_{total} = Q_{productos} + Q_{otras\ fuentes}$$

3.3.1.1 Transmisión de calor a través de paredes y techo

La tasa total de calor que entra en la cámara por transmisión a través de paredes y techo, viene dada por la expresión:

$$Qc = K * S * \Delta t$$

Donde:

QC: Tasa de calor en (W) o (kcal/h) según los datos

S: Superficie de cada cerramiento en m^2

K: Coeficiente de transmisión de pared o techo (W/m^2*K) o ($kcal/h*m^2*°C$)

Δt: Diferencia de temperatura exterior e interior de la cámara en K o ℃

Datos:

- **Dimensión de la cámara en metros**

  V=4*3,5*2,5

  V=35m^3

- **Temperatura**

  2℃

- **Calculo de área en paredes**

  2*4*2,5=20m^2

  2*3,5*2,5=17,5m^2

- **Calculo de área en piso y techo**

  2*4*3,4=28m^2

Cálculos de carga térmicas en paredes y techos

K para espuma de poliestireno

TABLA 1 ANEXOS

40Kg/m^3 e=60mm K=0,32W/m^2*K

S=20+17,5+28=65,5m^2

Δ**t=**26,6-2=24,6℃ 24,6K

$$Qc = K * S * \Delta t$$

Qc=0,32*65,5*24,6

Qc=515,616W

3.3.1.2 Renovación de aire

Siempre es necesario proceder en mayor o menor medida a una aireación de la cámara fría. En ocasiones esta ventilación se procede por la frecuencia de apertura de las puertas para la entrada y salida de género, pero si esta no fuera suficiente debería procederse a la utilización de sistemas de ventilación forzada complementaria.

$$Qr = V * (\Delta h) * n$$

Donde:

Qr = Potencia calorífica aportada por el aire en kilojulios por día (kJ/d)

V = volumen de la cámara en m^3

Δh = calor de aire (kJ/m^3) obtenido por el diagrama psicométrico o por tablas

n = número de renovaciones de aire por día

Calculo de renovación de Aire

Volumen de la cámara es igual $35m^3$

TABLA 3 ANEXOS

Interpolando a 35 ya que no existe dato preciso

Numero de renovaciones igual a 16,25

Contenido de calor de aire

35℃ temperatura de cocina

2℃ temperatura de cuarto frio

TABLA 4 ANEXOS

Hv= 95%

Qv= 35

$$Qr = V * (\Delta h) * n$$

Qr = 35*95*16,25

Qr = 54031,25kJ/d

$$Qr = 54031{,}25\frac{kJ}{d} * \frac{1000}{24 * 3600} = \mathbf{625{,}36\ \ W}$$

3.3.1.3 Cargas por iluminación

Las lámparas existentes en el interior de la cámara liberan un calor equivalente a

$$Ql = \frac{\mathrm{P} * \mathrm{t}}{24}$$

Donde

P = potencia total de todas las lámparas en W

t = Duración o tiempo de funcionamiento en horas/día de las mismas

Ql = Potencia ocasionada por la iluminación que debe anotarse en el cálculo de la carga térmica de la cámara en W

Calculo de las cargas por iluminación

t = 3horas/día

2 lámparas de 60W

$$Ql = \frac{\mathrm{P} * \mathrm{t}}{24}$$

P = 2*60*1,25 = 150W por ser fluorescentes

$$Ql = \frac{150 * 3}{24} = \mathbf{18,75\ W}$$

3.3.1.4 Cargas por persona

También las personas que entran en una cámara liberan calor a razón de:

$$Qp = \frac{\mathrm{q} * \mathrm{n} * \mathrm{t}}{24}$$

Donde:

q = calor por persona en W según Tabla 5 anexo

n = número de personas en la cámara

t = tiempo de permanencia en horas/día

Calculo de carga térmica por persona

n es 1 persona

t es de 3horas/d

TABLA 5 ANEXOS

Q = 258W por interpolación

$$Qp = \frac{\mathrm{q} * \mathrm{n} * \mathrm{t}}{24}$$

$$Qp = \frac{258 * 1 * 3}{24} = \mathbf{32,25\ W}$$

3.3.1.5 Cargas de ventiladores

Se puede calcular con la siguiente expresión:

$$Qv = \frac{\mathrm{P} * \mathrm{t}}{24}$$

Donde:

P = potencia global de los ventiladores en W

t = duración de funcionamiento de los mismos en horas

Calculo de la carga térmica de los ventiladores

P es 560W por efecto de cálculos para nuestro sistema

t 16 horas al día

$$Qv = \frac{\mathrm{P} * \mathrm{t}}{24}$$

$$Qv = \frac{560 * 16}{24} = \mathbf{373,3\ W}$$

3.3.1.6 Cargas térmicas generadas por otras fuentes

El concepto de calor generado por otras fuentes es la suma de las anteriores, por tanto:

$$Qt = Qc + Qr + Ql + Qp + Qv$$

Donde:

Qt = Calor generado por otras fuentes

Qc = Carga térmica a través de techos y paredes

Qr = carga térmica por renovación de aire

Ql = Carga térmica por iluminación

Qp = Carga térmicas por persona

Qv = carga térmica por ventiladores

$$Qt = Qc + Qr + Ql + Qp + Qv$$

$$Qt = 515{,}61 + 625{,}36 + 18{,}75 + 32{,}25 + 373{,}3$$

Qt = 1565.31W

3.3.1.7 Refrigeración de alimentos

La carga calorífica correspondiente a los alimentos puede dividirse a su vez en distintos sumando según sea el caso:

a) Refrigeración de alimentos desde la temperatura exterior de entrada a la cámara hasta la temperatura de almacenamiento
b) Calor de congelación
c) Calor de respiración liberado por los alimentos

3.3.1.7.1 Refrigeración de alimentos desde la temperatura exterior

Su evaluación es muy sencilla ya que solo depende de las temperaturas inicial y final, de su calor especifico y de su peso.

$$Q_R = \mathrm{m} * c_e * \Delta t$$

Donde:

m = masa diaria de alimentos introducidos en kg/día

$\boldsymbol{c_e}$ **=** calor especifico másico en kJ/kg*g o Kcal/kg*°C

Calculo de carga térmica por refrigeración de alimentos.

Carga total es 1350kg/día

TABLA 6 ANEXOS

Calor especifico másico de las carnes entre 0 y +1°C de enfriamiento con 95% de humedad relativa es de:

$$c_e = 3{,}08 \text{ kJ/kg*K}$$

$$\Delta t = 20°C \text{ hasta } 1°C$$

$$\Delta t = 19°C$$

$$Q_R = \mathrm{m} * c_e * \Delta t$$

$$Q_R = 1350 * 3{,}08 * 19 = \mathbf{79002}$$

$$Q_R = \frac{79002}{86{,}4} * 1{,}1 = \mathbf{1005{,}81W}$$

3.3.1.7.2 Calor de congelación

La carga de congelación se evalúa en kcal/día según la cantidad de género, de tal forma que:

$$Q_f = \mathrm{m} * q_f$$

Donde:

m = masa en kg o toneladas día

$\boldsymbol{q_f}$ **=** Calor de congelación en kJ/kg o kcal/ton

Calculo de la carga térmica por congelación

m es igual a 1350Kg

TABLA 6 ANEXOS

Para carne ya sea fresca o congelada el valor es de 223kJ/kg

$$Q_f = \mathrm{m} * q_f$$

$$Q_f = 1350 * 223 = \mathbf{301050kJ}$$

$$Q_f = 301050 \frac{1}{86{,}4} = \mathbf{8484{,}37}\boldsymbol{W}$$

3.3.1.7.3 Calor de respiración liberado por alimentos

Las frutas y verduras, como ya se vio, liberan con respiración continua un calor que también debe tenerse en cuenta:

$$Q_S = \mathrm{m} * \mathrm{cs} \quad Q_S = \mathrm{kJ/dia}$$

Donde:

m = masa en kg

cs = calor de respiración kJ/kg*d

Nota: la carne no produce calor por respiración de género

3.3.1.7.4 Calor total de los productos

Por tanto el concepto de calor total de los productos, tendremos:

$$Q_C = Q_R + Q_f + Q_S$$

Calculo del calor total por los productos

$$Q_C = Q_R + Q_f + Q_S$$

$$Q_C = 1005{,}81 + 3484{,}37 + 0 = \mathbf{4490{,}18}\ \boldsymbol{W}$$

3.3.2 Calor total de refrigeración

Una vez obtenido todos los valores de los calores de cada uno de los conceptos anteriormente expresados, se tendrá:

$$Q_T = Q_t + Q_c$$

Donde:

$\boldsymbol{Q_t}$ **=** calor total de otras fuentes

$\boldsymbol{Q_c}$ **=** calor total de los productos

Calculo de la carga total de refrigeración

$$Q_c = 4490{,}18 \text{ W}$$

$$Q_T = Q_t + Q_C$$

$$Q_T = 1565.31 + 4490{,}18 \; = \; \mathbf{6055{,}49W}$$

$$\boldsymbol{Q_T = 6055{,}49W * \; 1{,}1 = \; 6661{,}048W}$$

3.3.2.1 Potencia nominal frigorífica

Suponiendo un funcionamiento diario de 16 horas, la potencia nominal necesaria seria de:

$$N_R = Q_T \frac{24}{16}$$

$$N_R = 6661{,}048 \frac{24}{16} = \mathbf{9403{,}83} \; \boldsymbol{W}$$

CAPITULO 4

4 ANALISIS PRESUPUESTARIO

En la presente sección se presenta un resumen del cálculo del costo total por cada planta del hospital, representado en la **"Tabla de descripción de rubros, unidades, cantidades y precios".**

4.1 Costo total de la planta baja

En esta sección se encuentra las áreas de Consultorios, Laboratorio, Oficinas, Observación hombres y mujeres, Triaje, Aislados, Tomografía, Rayos X, Baños, Odontología, Pediatría, Sala de Cirugía Menor, Vestidores, Cocina, y Cuarto de Rack en esta área se ocupara un Ventilador de Impulsión, Ventiladores Centrífugos para baños y Tipo Hongo, Rejillas de extracción e impulsión, Ductos de tool con aislante y sin aislante. Manejadoras de Aire, Unidades Split y las cámaras frías, los mismos que se presentan a continuación.

Tabla 4.1: Descripción de rubros, unidades, cantidades y precios para la Planta Baja. Fuente: Autores

Descripción	Unidad	Cantidad	P. Unit.	P. Total
PLANTA BAJA				
Ductos de Tool Galvanizado sin Aislamiento	Kg	1500	7,26	10890
Ductos de tool galvanizado (suministro) aislado térmicamente	kg	1500	19,81	29715
Mangas flexibles de 8 pulg.	m	627	6,71	4207,17
Rejillas de suministro VH de 8x8 pulg.	u	90	37,73	3395,7
Rejillas de suministro VH de 10x10 pulg.	u	44	39,52	1738,88
UMA1 unidad manejadora de aire 120000 BTU/h 2800 CFM	u	1	25000	25000
UMA2 unidad manejadora de aire 90000 BTU/h 2100 CFM	u	1	18750	18750
UMA3 unidad manejadora de aire 90000 BTU/h 1900 CFM	u	1	18750	18750
VI-2 Ventilador de Impulsión Fan in line 3000 CFM	u	1	2500	2500
VI-3 Ventilador de Impulsión Fan in line 2500 CFM	u	1	2000	2000

VI-4 Ventilador de Impulsión Fan in line 1500 CFM	u	1	1500	1500
VI-5 Ventilador de Impulsión Fan in line 1000 CFM	u	1	1400	1400
VI-6 Ventilador de Impulsión Fan in line 1900 CFM	u	1	1600	1600
VI-7 Ventilador de Impulsión Fan in line 5500 CFM	u	1	2800	2800
VI-8 Ventilador de Impulsión Fan in line 3100 CFM	u	1	2500	2500
Rejillas de extracción RA de 6x8 pulg.	u	35	36,47	1276,45
Rejillas de extracción RA de 8x8 pulg.	u	10	35,29	352,9
Rejillas de extracción RA de 6x6 pulg.	u	38	35,68	1355,84
Rejillas de extracción RA de 14x14 pulg.	u	3	48,56	145,68
VE- 400 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	u	10	500	5000
VE- 100 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	u	38	150	5700
VE- 1700 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	u	1	1650	1650
VE-2000 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (comedor)	u	1	1800	1800
VE- 800 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	u	1	650	650
VE- 600 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	u	1	600	600
VE-9200 CFM Ventilador Centrifugo Extracción Tipo Hongo (cocina)	u	1	15000	15000
Campana de Extracción	U	1	4000	4000
Filtros HEPA	u	10	700	7000
Filtros de Carbono Activado	u	10	250	2500
Unidad Split 12000 BTU/h	u	2	1100	2200
Cámara Fría de Refrigeración	u	1	10000	10000
Cámara Fría de Congelación	u	1	10000	10000
Termostato digital programable d/h con contraseña teclado °F/°C	u	3	102	306
Tablero de control TC4	u	3	700	2100
Tablero de control TC5	u	3	700	2100
Tablero de control TC6	u	3	700	2100
Tablero de control TC7	u	3	700	2100
Tablero de control TC8	u	3	700	2100
Tablero de control TC9	u	2	700	1400
Instalaciones mecánicas Planta Baja			**Total**	***208183,62***

4.2 Costo de diseño del ingeniero mecánico planta baja

El cálculo del diseño será el costo por metro cuadrado y el área de implementación.

PLANTA BAJA.

AREA TOTAL= 5800 m^2

COSTO $ / m^2 = 0.80 ctvs. Dólares Americanos.

COSTO TOTAL DE DISEÑO PLANTA BAJA = 4640 Dólares Americanos.

4.3 Costo total de la planta alta

En esta sección se encuentra las áreas de Quirófanos, Labor de Parto, Puerperio, Preanestecia, Recuperación, Sala de Partos, UCIS Pediátricos, Neonatología, Área de Quemados, Obstétrico, Aislados, Aulas, Biblioteca, Cafetería, Oficinas, Sala de Reuniones, Habitación de Descanso, Vestidores, Hospitalización Pediátrica y Materna, y Baños en estas áreas se ocupara un Ventilador de Impulsión, Ventiladores Centrífugos para baños, Rejillas de extracción e impulsión, Ductos de tool con aislante y sin aislante y las Manejadoras de Aire, los mismos que se presentan a continuación.

Tabla 4.2: Descripción de rubros, unidades, cantidades y precios para Planta Alta. Fuente: Autores

Tabla de descripción de rubros, unidades, cantidades y precios				
Descripción	**Unidad**	**Cantidad**	**P. Unit.**	**P. Total**
PLANTA ALTA				
Ductos de Tool Galvanizado sin Aislamiento	**Kg**	1500	7,26	10890
Ductos de tool galvanizado (suministro) aislado térmicamente	**kg**	1500	19,81	29715
Mangas flexibles de 8 pulg.	**m**	669	6,71	4488,99
Rejillas de suministro VH de 8x8 pulg.	**u**	144	37,73	5433,12
Rejillas de suministro VH de 10x10 pulg.	**u**	31	39,52	1225,12
UMA4 unidad manejadora de aire 120000 BTU/h 2600 CFM	**u**	1	25000	25000
UMA5 unidad manejadora de aire 80000 BTU/h 1600 CFM	**u**	1	16700	16700
UMA6 unidad manejadora de aire 80000 BTU/h 1600 CFM	**u**	1	16700	16700

UMA7 unidad manejadora de aire 60000 BTU/h 1400 CFM	**u**	1	12500	12500
UMA8 unidad manejadora de aire 48000 BTU/h 900 CFM	**u**	1	10000	10000
UMA9 unidad manejadora de aire 48000 BTU/h 1000 CFM	**u**	1	10000	10000
UMA10 unidad manejadora de aire 48000BTU/h 1100 CFM	**u**	1	10000	10000
UMA11 unidad manejadora de aire 48000BTU/h 1000 CFM	**u**	1	10000	10000
UMA12 unidad manejadora de aire 36000 BTU/h 800 CFM	**u**	1	7500	7500
UMA13 unidad manejadora de aire 90000 BTU/h 2000 CFM	**u**	1	18750	18750
UMA14 unidad manejadora de aire 60000 BTU/h 500 CFM	**u**	1	12500	12500
UMA15 unidad manejadora de aire 180000 BTU/h 3000 CFM	**u**	1	37500	37500
Termostato digital programable d/h con contraseña teclado °F/°C	**u**	12	102	1224
VI-9 Ventilador de Impulsión Fan in line 3500 CFM	**u**	1	2750	2750
VI-10 Ventilador de Impulsión Fan in line 3000 CFM	**u**	1	2500	2500
VI-11 Ventilador de Impulsión Fan in line 2500 CFM	**u**	1	2000	2000
VI-12 Ventilador de Impulsión Fan in line 1500 CFM	**u**	1	1800	1800
VI-13 Ventilador de Impulsión Fan in line 1000 CFM	**u**	1	1400	1400
VI-14 Ventilador de Impulsión Fan in line 2000 CFM	**u**	1	1900	1900
Circuito de refrigeración 3/4"x1/2"	**m**	10	72,1	721
Circuito de refrigeración 5/8"x1/4"	**m**	15	36,03	540,45
Rejillas de extracción RA de 6x8 pulg.	**u**	6	36,47	218,82
Rejillas de extracción RA de 8x8 pulg.	**u**	10	35,29	352,9
Rejillas de extracción RA de 6x6 pulg.	**u**	67	35,68	2390,56
VE- 600 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	**u**	10	600	6000
VE- 100 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (baños)	**u**	67	150	10050
VE-1400 CFM Ventilador Centrifugo Extracción (cafetería)	**u**	1	1500	1500
Filtros HEPA	**u**	18	700	12600

Filtros de Carbono Activado	**u**	18	250	4500
VE-1400 CFM Ventilador Centrifugo Extracción Tipo Hongo (cocina)	**u**	2	2350	4700
Campana de Extracción	**u**	2	2000	4000
Tablero de control TC10	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC11	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC12	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC13	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC14	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC15	**u**	3	700	2100
Tablero de control TC16	**u**	3	700	2100
Instalaciones mecánicas Planta Alta			**Total**	***314749 ,96***

4.4 Costo de diseño del ingeniero mecánico planta subsuelos "A"

El cálculo del diseño será el costo por metro cuadrado y el área de implementación.

PLANTA ALTA.

AREA TOTAL= 5200 m^2

COSTO $ / m^2 = 0.80 ctvs. Dólares Americanos.

COSTO TOTAL DE DISEÑO PLANTA ALTA = 4160 Dólares Americanos.

4.5 Costo total del proyecto

El cálculo del costo total del proyecto es la suma del costo total de cada planta más el costo de diseño del ingeniero mecánico de cada planta.

Tabla 4.3: Costo total del Proyecto. Fuente: Autores

COSTO TOTAL DEL PROYECTO	
Descripción	**P. Total**
Instalaciones mecánicas Planta Baja	208183,62
Diseño del Ingeniero Mecánico Planta Baja	4640
Instalaciones mecánicas Planta Alta	314749,96
Diseño del Ingeniero Mecánico Planta Alta	4160
Total	**531680,58**

El costo total del proyecto es= 620624,51 Dólares Americanos.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Según la organización mundial de la salud (OMS.), dentro de los sistemas vitales para el funcionamiento de una organización médica se encuentran los sistemas eléctricos, hidrosanitaria, de comunicación, climatización y de vapor siendo estos considerados como indispensables para el funcionamiento vital de cualquier casa medica ya que sin estos sería inconcebible el funcionamiento correcto de estos.

- En el estudio mecánico se utilizó los conocimientos adquiridos en máquinas térmicas, termodinámica y transferencia de calor los cuales sirvieron para dimensionar adecuadamente cada una de las necesidades de ventilación climatización y cámaras frías.

- Al finalizar este proyecto nos podemos dar cuenta que es un proyecto de suma importancia en el que los conocimientos adquiridos en nuestra vida de estudiantes debe ser aplicado con todo nuestro profesionalismo, ya que por este medio de este proyecto están vidas de personas, las mismas que van a ser las beneficiadas por las comodidades y acondicionamiento de las instalaciones de climatización de los hospitales y clínicas.

- Los sistemas de ventilación y climatización para el hospital y clínica se diseñaron bajo la norma ASHRAE la cual indica las condiciones de aire interior que debe tener un recinto, su humedad relativa y el confort térmico.

- En algunos recintos el valor de ventilación resulto muy alto para la carga de refrigeración debido a que la norma sugiere que el aire interior se renové en un 100% en todas las áreas de zonas críticas.

- Los conceptos aplicados en el diseño de las condiciones de confort, carga térmica, se tomaron de diferentes textos, y artículos los mismos que hacen referencia a la norma ASHRAE, de esta forma se consideraron tasas de ventilación recomendadas para mantener un ambiente de calidad.

- En el diseño de ductos se utilizó el método de igual fricción ya que el mismo va a sera utilizado en los hospitales y clínicas, por lo cual existen áreas que los pacientes necesitan tener tranquilidad y no estar expuestos a ruidos que podría ocasionar el funcionamiento de los equipos de climatización, cabe mencionar que este tipo de instalación elevaría el costo de los mismos.

RECOMENDACIONES

- En las manejadoras y equipos de ventilación se recomienda realizar un mantenimiento preventivo de los filtros HEPA, para evitar que los niveles de contaminación no sean elevados y prevenir resultados lamentables de contaminación y contagios por virus.

- Se recomienda rediseñar los quirófanos para garantizar la presión positiva que recomienda la norma, por lo que actualmente no se cuenta con una antesala que pueda equilibrar y mantener una presurización adecuada del recinto cuando se abren las puertas.

- En las cámaras frías se recomienda un rediseño de los espacios ya que la capacidad que tendría este hospital es mayor a la que indican en los diseños arquitectónicos.

- Seguir los consejos dados, en el desarrollo del proyecto, para la operación, mantenimiento y seguridad del sistema de climatización, las cuales permiten alargar la vida útil de toda la instalación, y garantizar un suministro oportuno y confiable de aire que es el objetivo propuesto en este proyecto.

- La forma más eficiente de evitar contratiempos en adecuaciones es pensar en la posibilidad de llegar a un acuerdo con la arquitectura propia de los edificios, ya que la misma existe en la actualidad, para que se tenga en cuenta la implantación de éste tipo de instalaciones, con el fin de evitar espacios reducidos, incomodidad con otros tipos de instalaciones, entre otros parámetros que pueden producir un problema con los equipos.

REREFENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] W. J. ANDRADE TORRES, «Modelos evaluativos, de optimización y de simulación de contaminantes del aire», Thesis, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima - Perú, 2007.

[2] A. ADRIAANSE, *Environmental policy performance indicators: a study on the development of indicators for environmental policy in the Netherlands*. Netherlands: Sdu Uitgeverij Konintginnegracht, 1993.

[3] J. J. GALLEGO GÓMEZ, «La percepción del confort térmico, acústico y lumínico: aplicación a la Biblioteca de Ingeniería de Caminos (UPV) mediante semántica diferencial», Científico-Técnico, Universidad Politécnica de Valéncia, 2012.

[4] ISO, «ISO 7730:2005 - Ergonomics of the thermal environment -- Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria». .

[5] ERGA, «Confort térmico». Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT), 2007.

[6] J. VERDUJO LLUESMA, «Análisis y evaluación de la percepción del confort ambiental en bibliotecas : aplicación a la Biblioteca de Bellas Artes», Universidad Politécnica de Valéncia, 2013.

[7] P. ARMENDÁRIZ PÉREZ de CIRIZA, «Evaluación del Bienestar térmico en locales de trabajo cerrados mediante los índices térmicos PMV y PPD», *Inst. Nac. Segur. E Hig. En El Trab.*

[8] J. E. PIETRO RUGELES, «Confort ambiental», presentado en 37 Congreso de Seguridad, Salud y Ambiente, 2004.

[9] C. GONZÁLEZ VALIENTE y R. FERRANDO PÉREZ, *Instalaciones de climatización y ventilación*, 1.ª ed., vol. 6. Valencia: Cámara Oficial de Comercio, Industria y Navegación de Valencia.

[10] K. GROTE, «Instalaciones de Ventilación Principios Generales», *Órgano Of. C Ámar Chil. Refrig. Acion Clim. G DITAR Chile*, vol. 22, pp. 18-25, jul. 2012.

[11] SECRETARÍA DE SALUD LABORAL UGT-Madrid, «Ruido y Vibraciones». UGT-Madrid, 2012.

[12] Á. L. MIRANDA BARRERAS, *Técnicas de climatización*, 3.ª ed. Barcelona: Marcombo, 2009.

[13] P. V. CAICEDO FLORES y A. R. VEGA MARTÍNEZ, «Diseño de un sistema de ventilación y aire acondicionado para el quirófano y sala de terapia intensiva de la Clínica Colonial», Thesis, ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Quito - Ecuador, 2011.

[14] E. G. PITA, *Acondicionamiento de aire: principios y sistemas : un enfoque energético*, 2.ª ed. México: Compañia Editorial Continental, 1994.

[15] M. D. L. V. PIEDRA DIAZ y R. A. ARMAS CARDONA, «Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo», Centro de Altos Estudios Gerenciales, Caracas -Venezuela, 2001.

[16] CARRIER AIR CONDITIONING CO., «Análisis del Local y Estimación de la Carga», en *Handbook of air conditioning system design*, Barcelona: Marcombo S.A., 2009.

[17] ASHRAE, *2001 ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta, GA.: Amer Soc of Heating, Refrigerating & A-C Engineers, 2001.
[18] N. A. ENDERICA ARMIJOS, «Diseño de un sistema de climatización para la clínica - hospital Esperanza de la ciudad de Machala», Thesis, 2013.
[19] K. REAL MÉNDEZ, «La importancia de la Ventilación». Mundo HVACR, 2014.
[20] J. DELGADO PACHECO, «Conceptos y cambios de aire por hora para la ventilación». Mundo HVACR, 2012.
[21] E. CARNICERO ROYO, *Aire acondicionado*. Madrid, Espana: Paraninfo, 2001.
[22] J. A. CRUZ CATÚ, «Elaboración de manual de procedimientos para la logística en cuartos fríos, utilizados para productos perecederos y propuesta de manejo de desechos reciclables de la Empresa ALSERSA», Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2008.
[23] CARRIER AIR CONDITIONING CO., *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Marcombo, 2009.
[24] CONSTRUMÁTICA, «Fan-Coil». [En línea]. Disponible en: http://www.construmatica.com/construpedia/Fan-Coil. [Accedido: 02-mar-2015].
[25] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Ed., *HVAC design manual for hospitals and clinics*, Second edition. Atlanta, GA: ASHRAE, 2013.

ANEXOS

Anexo 1: TASAS DE VENTILACIÓN RECOMENDADAS POR NORMA ASHRAE PARA CLÍNICAS Y HOSPITALES

Anexo 2: TABLA DE CÁLCULO DE REFRIGERACIÓN

Anexo 3: CÁLCULOS DE LOS CFM EN FUNCIÓN DE LAS RENOVACIONES POR HORA

Anexo 3-1: CÁLCULO DE ÁREAS: PLANTA BAJA Y PLANTA ALTA

Anexo 4: GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PAREDES, PISOS Y TECHOS

Anexo 5: GANANCIAS DE CALOR POR ILUMINACIÓN

Anexo 6: GANANCIAS DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE POR PERSONAS

Anexo 7: GANANCIA DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE POR VENTILACIÓN

Anexo 8: GANANCIAS DE CALOR TOTALES: PLANTA BAJA, PLANTA 1 Y PLANTA 2

Anexo 9: DISEÑO DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y RETORNO – CÁLCULO DE PÉRDIDAS POR REDUCCIONES, CODOS Y DERIVACIONES

Anexo 10: CÁLCULO DE PESO EN DUCTOS

Anexo 11: CÁLCULO DE UNA CÁMARA FRÍA

Anexo 12: VISTA EN PLANTA DE LOS PISOS DEL HOSPITAL Y DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y REJILLAS

Anexo 13: CATÁLOGOS DE EQUIPOS