UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTROMECÁNICA

TÍTULO:

# "DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD DEL CANTÓN MARCABELÍ"

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTOR: DANILO FERNANDO ROJAS OROZCO

DIRECTOR: ING. BYRON AGUSTÍN SOLÓRZANO CASTILLO, Mg. Sc.

LOJA-ECUADOR

2016

## CERTIFICACIÓN

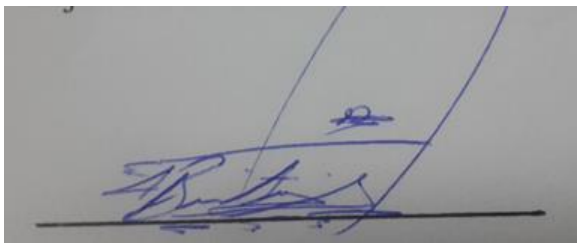
Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

**CERTIFICA:**

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD DEL CANTÓN MARCABELÍ"**, previa la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **DANILO FERNANDO ROJAS OROZCO,** la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja 18 de Febrero de 2016

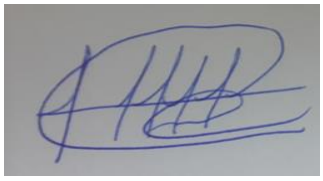


Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.
DIRECTOR DE TESIS

## AUTORÍA

Yo **DANILO FERNANDO ROJAS OROZCO** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.



Firma: …….

Cédula: 0706030863

Fecha: 20/04/2016

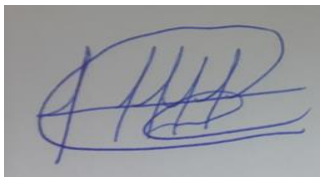
**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.**

Yo **DANILO FERNANDO ROJAS OROZCO**, declaro ser autor de la tesis titulada: **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD DEL CANTÓN MARCABELÍ"**, como requisito para optar al grado de: **INGENIERO ELECTROMECÁNICO**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los 20 días del mes de Abril del dos mil dieciséis.



**Firma:** …….

**Autor:** Danilo Fernando Rojas Orozco

**Cédula:** 0706030863

**Dirección:** Marcabelí (Calle 30 de Septiembre Cdla. 24 de Junio) – El Oro

**Correo Electrónico:** danilorojas666@hotmail.com

**Teléfono:** 07-2956-212 **Celular:** 0988824149

**DATOS COMPLEMENTARIOS**

**Director de Tesis:** Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc

**Tribunal de Grado:** Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Ing. Carlo Gustavo Samaniego Ojeda, Mg. Sc.

Ing. Thuesman Estuardo Montaño Peralta, Mg. Sc.

## DEDICATORIA

A las personas que más amo en la vida mis padres Amado e Ilma, que día a día me dieron la fuerza para seguir adelante y no rendirme a pesar de todas las dificultades que se presentan en la vida.

A mis hermanos por ser siempre quienes me enseñaron a ser fuerte y saber defenderme solo ante una difícil sociedad.

A mis sobrinos que con su amor y cariño supieron siempre sacarme una sonrisa a pesar de todo.

A mis profesores que a lo largo de toda mi formación estuvieron siempre prestos a resolver cualquier duda con paciencia y amabilidad. Ellos fueron los que se encargaron de forjar en mí las cualidades de ser un buen profesional.

## AGRADECIMIENTO

Al finalizar este trabajo de tesis el cual cambiará mi vida por completo, es inevitable no mostrar una inmensa gratificación a todas las personas que intervinieron en la elaboración y término del trabajo. Por ello es para mí un verdadero placer expresar mis agradecimientos a todas estas personas.

Debo agradecer de manera especial y sincera al Ing. Byron Solórzano por aceptar dirigir y brindar todas las herramientas y conocimientos necesarios para el desarrollo de esta tesis. Sus conocimientos brindados fueron la clave del éxito de esta tesis.

A mis padres, hermanos y sobrinos que a pesar de la distancia siempre estuvieron pendientes y me brindaron su amor y confianza para que me sienta a gusto y me pueda desenvolver de la mejor manera. Gracias

**ÍNDICE**

**CERTIFICACIÓN** ..... ii
**AUTORÍA** ..... iii
**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.** ..... iv
**DEDICATORIA** ..... v
**AGRADECIMIENTO** ..... vi
**1.- TÍTULO** ..... 1
**2.- RESUMEN** ..... 2
**2.1 ABSTRACT** ..... 3
**3.- INTRODUCCIÓN** ..... 4
**4.- REVISIÓN DE LITERATURA** ..... 5
**4.1 Psicrometría** ..... 5
**4.1.1. Parámetros característicos del aire atmosférico** ..... 5
4.1.1.1. Temperatura de Bulbo Seco (TBS) ..... 5
4.1.1.2. Temperatura de Bulbo Húmedo (TBH) ..... 5
4.1.1.3. Humedad absoluta ..... 5
4.1.1.4. Humedad relativa (HR) ..... 6
4.1.1.5. Punto de rocío ..... 6
4.1.1.6. Entalpía del aire húmedo ..... 6
4.1.1.7. Volumen Específico (Ve) ..... 7
4.1.1.8. Aire Saturado ..... 7
4.1.1.9. El diagrama psicrométrico ..... 7
**4.2 CONDICIONES DE BIENESTAR** ..... 11
**4.2.1. Parámetros de cálculo** ..... 11
4.2.1.1. Calor generado por el cuerpo humano ..... 11
4.2.1.2. Temperatura efectiva ..... 12
4.2.1.3. Condiciones de bienestar o confort ..... 13
4.2.1.4. Necesidad de ventilar un local ..... 15
**4.3 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS** ..... 17
**4.3.1. Introducción** ..... 17
**4.3.2. Condiciones de proyecto** ..... 17
**4.3.3. Definición y clasificación de los distintos conceptos que componen la carga térmica** ..... 18
4.3.3.1. Introducción ..... 18

4.3.3.2. Aire de ventilación ..... 19

**4.3.4. Cálculo de la carga térmica** ..... 20
4.3.4.1. Cálculo de la carga sensible ..... 20

4.3.4.2. Cálculo de las partidas latentes ..... 25

**4.3.5. Cálculo de las cargas totales** ..... 26
4.3.5.1. Carga sensible efectiva parcial y carga latente efectiva parcial ..... 26

4.3.5.2. Carga sensible efectiva total y latente efectiva total ..... 27

**4.4. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS FUNDAMENTALES.** ..... 28
**4.4.1. Determinación de la temperatura de rocío de la unidad acondicionadora de aire, ($t_5$)** ..... 29

**4.4.2. Determinación del caudal de aire de mando, (Cam)** ..... 29
**4.4.3. Determinación del caudal de aire de retorno, (Car)** ..... 29
**4.4.4. Determinación de la temperatura del aire a la entrada de la unidad acondicionadora de aire, ($t_3$)** ..... 30
**4.4.5. Determinación de la temperatura del aire a la salida de la unidad acondicionadora de aire, ($t_4$)** ..... 30
**4.4.6. Determinación de la potencia frigorífica de la unidad acondicionadora de aire, (NR)** ..... 31
**4.5 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO** ..... 32
**4.5.1. Instalaciones de aire acondicionado** ..... 32

**4.5.2. Selección de sistemas** ..... 34
**4.5.3. Instalación de aire acondicionado** ..... 35
1- Sistema individual – Expansión directa ..... 35

2- Sistema central – Expansión directa ..... 37

3- Sistema mixto – Sistema de refrigerante variable (VRV) – Expansión directa ..... 37

**4.5.3. Conveniencia de utilización entre un sistema central y uno individual:** ..... 39
**5.- MATERIALES Y MÉTODOS** ..... 41
**5.1 Materiales** ..... 41
**5.2 Métodos** ..... 41
**6.- RESULTADOS** ..... 44
**6.1. Descripción del objeto de estudio con fines de diseño del Sistema de Aire Acondicionado** ..... 44
**6.1.1. Descripción general del sector** ..... 44

**6.1.2. Aspectos constructivos del local a climatizar** ..... 44

**6.1.3. Condiciones de diseño** ..... 45

**6.2 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA** ..... 46
**6.2.1. SECCIÓN 1** ..... 46

**6.2.2. SECCIÓN 2** ..... 52

**6.2.3. SECCIÓN 3** ..... 58

**6.3 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE CLIMATIZACIÓN DE LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD MARCABELÍ.** ..... 69
**6.3.1. Consideraciones para la selección de los equipos de A.C.** ..... 69
**6.3.2. Distribución de cargas por zonas** ..... 70
**6.3.3. Selección del sistema VRV (Volumen de Refrigerante Variable)** ..... 70
**6.3.3.1. Unidades exteriores** ..... 70

**6.3.3.2. Unidades interiores** ..... 72

**6.3.4. Diseño del circuito de aire acondicionado VRV (Volumen de Refrigerante Variable) según City Multi®** ..... 78
**6.3.5. Accesorios del sistema (VRV)** ..... 81
6.3.5.1. Accesorios de las unidades interiores. ..... 81

**6.3.6. Accesorios generales utilizados en la conexión de los dispositivos** ..... 84
**6.4. PRESUPUESTO DE LA INSTALACIÓN** ..... 88
**7.- DISCUSIÓN** ..... 90
**8.-CONCLUSIONES** ..... 91
**9.- RECOMENDACIONES** ..... 92
**10.- BIBLIOGRAFÍA** ..... 93
**11. ANEXOS** ..... 96

**ÍNDICE DE FIGURAS:**

**Figura 1:** Diagrama de Carrier. ..... 8
**Figura 2:** Determinación de la escala de factor sensible en el diagrama psicrométrico 10
**Figura 3:** Carta de confort de ASHRAE ..... 15
**Figura 4:** Determinación de las entalpías para el cálculo de la potencia de refrigeración ..... 31
**Figura 5:** Partes de un sistema de aire acondicionado..... 33
**Figura 6:** Ciclo de compresión-máquina frigorífica..... 33
**Figura 7:** Planta de tratamiento ..... 34
**Figura 8:** Sistema individual – Expansión directa..... 36
**Figura 9:** Sistema central – Expansión directa ..... 37
**Figura 10:** Sistema mixto – Sistema de refrigerante variable (VRV) – Expansión directa ..... 38
**Figura 11:** Resumen del funcionamiento del sistema de aire acondicionado VRV ..... 43
**Figura 12:** Unidad exterior de 52888.2 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 71
**Figura 13:** Unidad exterior de 42651.7 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 72
**Figura 14:** Unidad interior de pared de 7506,7 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 73
**Figura 15:** Unidad interior de pared de 19108 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 74
**Figura 16:** Unidad interior de techo de 24226.2 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 75
**Figura 17:** Unidad interior de techo de 15354.6 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 76
**Figura 18:** Unidad interior de pared de 5800.6 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 77
**Figura 19:** Unidad interior de pared de 7506.7 BTU/h marca Mitsubishi® ..... 77
**Figura 20:** Descripción del circuito de aire acondicionado de la sección 1-2..... 79
**Figura 21:** Descripción del circuito de aire acondicionado de la sección 3. ..... 80
**Figura 22:** Control remoto inalámbrico de la unidad interior de pared..... 81
**Figura 23:** Receptor del control remoto inalámbrico de la unidad interior de pared .... 82
**Figura 24:** Control remoto inalámbrico y receptor de la unidad interior de techo..... 82
**Figura 25:** Bomba de drenaje de condensado..... 83
**Figura 26:** Tubo de vinilo transparente ..... 83
**Figura 27:** Tubería de PVC flexible, de 20 mm ..... 84
**Figura 28:** Tubería de cobre con coquilla de espuma elastomérica ..... 85
**Figura 29:** Canaleta para tubería de aire acondicionado ..... 86

**ÍNDICE DE TABLAS:**

**Tabla 1:** Calor producido por el cuerpo humano ..... 12
**Tabla 2:** Resumen de la figura 3 ..... 14
**Tabla 3:** Distribución de las cargas térmicas por secciones ..... 70
**Tabla 4:** Características de la Unidad Exterior PUMY-P140VKM ..... 71
**Tabla 5:** Características de la Unidad Exterior PUMY-P112VKM ..... 72
**Tabla 6:** Características de la Unidad Interior PKFY-P20VBM-E ..... 73
**Tabla 7:** Características de la Unidad Interior PKFY-P50VHM-E ..... 74
**Tabla 8:** Características de la Unidad Interior PCFY-P63VKM-E ..... 75
**Tabla 9:** Características de la Unidad Interior PCFY-P40VKM-E ..... 76
**Tabla 10:** Características de la Unidad Interior PKFY-P15VBM-E ..... 76
**Tabla 11:** Características de la Unidad Interior PKFY-P20VBM-E ..... 77
**Tabla 12:** Especificaciones de la bomba de drenaje de condensado ..... 83
**Tabla 13:** Presupuesto de la Instalación de Aire Acondicionado del GAD Marcabelí . 88
**Tabla 14:** Caudales de aire exterior de ventilación ..... 96
**Tabla 15:** Radiación solar que atraviesa un vidrio ordinario vertical, en Kcal/h $m^2$..... 97
**Tabla 16:** Corrección según el tipo de vidrio ..... 98
**Tabla 17:** Valores de los factores de atenuación más habituales ..... 99
**Tabla 18:** Diferencia equivalente de temperatura °C, Muros soleados o en sombra... 100
**Tabla 19:** Diferencia equivalente de temperatura °C, Techo soleado o en sombra..... 101
**Tabla 20:** Corrección de la diferencia de temperatura equivalente, DTE ..... 101
**Tabla 21:** Aire de infiltraciones en $m^3$/h, por persona y por puerta. ..... 102
**Tabla 22:** Calor emitido por las personas en W ..... 103
**Tabla 23:** Coeficiente de transmisión global K- muros de albañilería con parámetro Verano-Invierno [Kcal/h $m^2$ °C] ..... 104
**Tabla 24:** Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura °C..... 105
**Tabla 25:** Aportaciones solares a través de vidrio sencillo Kcal/ h x $m^2$ de abertura . 106
**Tabla 26:** Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo Kcal/h $m^2$ ..... 107
**Tabla 27:** Coeficientes de transmisión global K- Ventanas, Claraboyas, Puertas y Paredes en baldosas o adoquines de vidrio [kcal/h $m^2$ °C] ..... 108
**Tabla 28:** Factores recomendados de calor ganado para equipos de computación ..... 109
**Tabla 29:** Factores recomendados de calor ganado para equipos de computación. .... 109
**Tabla 30:** Valores usuales del factor By-pass ..... 110

## 1.- TÍTULO

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD DEL CANTÓN MARCABELÍ”**

## 2.- RESUMEN

La necesidad de climatizar un local se ve volcada hacia las instalaciones del GAD Marcabelí, debido a la inconformidad de los ciudadanos que laboran y acuden diariamente al mencionado inmueble, provocado principalmente por las condiciones climáticas del sector.

El proyecto inicia con la obtención de información de aspectos constructivos del local, parámetros climáticos y ubicación del sector. Se elaboró un levantamiento arquitectónico del local a fin de obtener los planos que se utilizarán para elaborar el diseño del sistema de aire acondicionado.

Una vez obtenidos los parámetros fundamentales, se realizó el cálculo de las cargas térmicas del local, el cual fue dividido en tres secciones para mayor facilidad de análisis.

A partir de la obtención de las cargas térmicas, la tecnología de los equipos y modelos acordes al tipo de edificación, se determina la potencia de cada unidad de climatización del sistema.

Con el propósito de profundizar la calidad de la propuesta, en el diseño se incorpora planos y tablas, en los cuales se detallan: características, ubicación y distribución de los equipos, así como de sus respectivos accesorios, como cañerías de refrigerante, ductos de condensado y cableado de fuerza y mando.

Finalmente se presenta el presupuesto referencial de la instalación del sistema, haciendo base a los precios locales.

## 2.1 ABSTRACT

The need for a local air conditioner is geared towards GAD Marcabelí city facilities due to the dissatisfaction of citizens who work and come daily to that property, caused primarily by weather conditions in the sector.

The project starts with obtaining information on constructive aspects of the area, climatic parameters and locality of the sector. A local architectural survey was developed in order to get the plans to be used to develop the design of the air conditioning system.

After obtaining the basic parameters, thermal loads of the large room, which was divided into three sections for ease of analysis, is calculated.

From obtaining thermal loads and the technology of the equipment and models commensurate with the type of building, the power of each unit air conditioning system is determined.

In order to improve the quality of the proposal, the design incorporated detailed drawings and tables, which are: characteristics, location and distribution of equipment, and their respective accessories such as pipes, coolant condensate ducts and power and control wiring.

Finally, the reference budget of the system installation is presented, based on local prices.

## 3.- INTRODUCCIÓN

En la actualidad ofrecer un ambiente confortable en el lugar de trabajo no es un lujo, es una necesidad y debe ser visto como una inversión inicial indispensable para que las personas se sientan cómodas, relajadas y deseosas de brindar su mejor esfuerzo.

La solución del problema consiste en la instalación de un sistema de aire acondicionado que controle los niveles de temperatura ambiente de las oficinas. La introducción de nuevas soluciones tecnológicas como los sistemas VRV (Volumen de Refrigerante Variable), brindan resultados importantes ya que además de ser eficaces poseen un alto rendimiento.

El presente proyecto consiste en solventar la necesidad de climatizar las oficinas de la segunda planta del GAD Marcabelí debido a que por su ubicación geográfica y clima presenta condiciones de alta temperatura y humedad, no idóneas para las personas que laboran y visitan las oficinas.

Con base a lo anterior se plantean los siguientes objetivos:

**Objetivo general:**

Diseñar un sistema de climatización para la segunda planta del GAD del cantón Marcabelí

**Objetivos Específicos:**

- Calcular la carga térmica y otros parámetros fundamentales del edificio y la localidad
- Diseñar el sistema de climatización para la segunda planta del GAD del cantón Marcabelí
- Realizar el presupuesto de la instalación

De acuerdo al estudio se obtiene la propuesta de un sistema moderno acorde a las cargas térmicas obtenidas en la fase del análisis.

# 4.- REVISIÓN DE LITERATURA

## 4.1 Psicrometría

### 4.1.1. Parámetros característicos del aire atmosférico

4.1.1.1. Temperatura de Bulbo Seco (TBS)

Se denomina TBS a la temperatura indicada en la escala de un termómetro común. Es la temperatura sensible. Indica el contenido de calor sensible del aire y no da ningún indicio del contenido de calor latente.

4.1.1.2. Temperatura de Bulbo Húmedo (TBH)

Se supone tener dentro de un conducto de aire, un recipiente abierto y de poca profundidad lleno de agua; si el conducto está bien aislado y se hace pasar una corriente de aire a través de él de modo que barra el espejo de agua, observamos:

El agua disminuirá su temperatura, primero rápidamente, luego a ritmo más lento y finalmente saldrá a una temperatura constante

Análogamente, si se cubre el bulbo de un termómetro con una gasa húmeda y se la expone a una corriente de aire, el agua se enfriará hasta una cierta temperatura y luego continuará evaporándose a esa temperatura. Debido a esta evaporación del agua, la temperatura del aire en contacto con la gasa desciende, pues cede el calor necesario para la evaporación (calor latente de vaporización).

De esta manera medimos la temperatura del agua que se evapora y como esta temperatura depende de las condiciones del aire que circula por el bulbo, se la denomina TBH. (Díaz & Barreneche, 2005).

4.1.1.3. Humedad absoluta

Se representará con el símbolo W y se define como el cociente entre la masa de vapor de agua contenida en el aire y la masa de aire seco. Así pues:

$$W = m_w / m_a \qquad (1)$$

que se mide en kgw/kga, (Kilogramos de agua/ kilogramos de aire). También se llama *humedad específica* (Miranda, 2000).

4.1.1.4. Humedad relativa (HR)

Es una medida de grado de saturación del aire a cualquier temperatura dada, se expresa en por ciento (%) de saturación. El aire saturado tiene 100 % de HR y el aire perfectamente seco 0 % de HR.

La HR se define como la relación que existe, expresada en por ciento (%), entre la presión parcial del vapor de agua de la mezcla y la presión de saturación de dicho vapor correspondiente a la temperatura de bulbo seco de la mezcla:

$$HR = \frac{pv \times 100}{pvs} \qquad (2)$$

pv : presión parcial del vapor de la mezcla en Kg /$m^2$

pvs : presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo seco de la mezcla

en Kg/$m^2$ (Díaz & Barreneche, 2005)

4.1.1.5. Punto de rocío

Se denomina *punto de rocío* del aire, la temperatura a la cual empieza a producirse la condensación del vapor de agua. Se representará con el símbolo $t_R$. Es un concepto que el proyectista y el instalador han de tener muy presente porque tiene mucho que ver con el diseño de las instalaciones de aire acondicionado.

Imagine el aire húmedo de una habitación en un estado de humedad relativa inferior al 100 %, es decir, en estado no saturado. Si se enfriara el aire de la habitación, disminuiría la capacidad de disolución del aire y llegaría un momento en que el vapor de agua se condensaría. La temperatura a la cual se produce este fenómeno se llama punto de rocío o temperatura de rocío.

El punto de rocío puede calcularse a partir de las condiciones del aire, pero es mucho más cómodo y rápido obtenerlo gráficamente, con ayuda del *diagrama psicrométrico.*

4.1.1.6. Entalpía del aire húmedo

En los cálculos de aire acondicionado se utiliza frecuentemente una variable energética denominada entalpía, que se representará con la letra h.

En el caso del aire húmedo la entalpía específica está referida al kg de aire seco y se obtiene sumando la correspondiente al aire seco más la del vapor de agua. Se obtiene:

$$h = h_a + \frac{m_w}{m_a} h_w = h_a + W h_w \qquad (3)$$

siendo $h_a$ la entalpía específica del aire seco, W la humedad absoluta y $h_w$ la del vapor de agua.

4.1.1.7. Volumen Específico (Ve)

Son los $m^3$ de aire húmedo correspondientes a 1 Kg de aire seco.

$$V_e = \frac{\mathrm{m}^3 \text{ Aire Húmedo}}{\mathrm{kg} \text{ Aire seco}} \; [m^3 / Kg] \qquad (4)$$

4.1.1.8. Aire Saturado

La expresión "Aire Saturado", empleada normalmente no es correcta, en realidad, el saturado es el vapor de agua. Esta expresión quiere dar a entender que cuando la presión parcial del vapor en la mezcla es igual a la presión de saturación correspondiente a la temperatura de la mezcla, si se aumentase la proporción del vapor, se llega a la condensación o niebla. Pero si el vapor presente en el aire está sobrecalentado se puede añadir más vapor hasta llegar a su saturación.

4.1.1.9. El diagrama psicrométrico

La Psicometría es la ciencia que estudia las propiedades de la mezcla aire-vapor, prestando atención especial a todo lo relacionado con las necesidades ambientales, humanas o tecnológicas.

- Descripción y utilización del diagrama psicrométrico

Para desarrollar el proceso de refrigeración del aire se trabaja utilizando el diagrama psicrométrico conocido por diagrama Carrier.

Podemos representarlo esquemáticamente de la siguiente manera, las temperaturas de bulbo seco se encuentran sobre el eje de las abscisas mientras que las humedades específicas están sobre el eje de las ordenadas.

Si tomamos un punto A en el diagrama, las diferentes magnitudes relativas a la mezcla aire-vapor consideradas, pueden leerse como se indica en la figura 1:

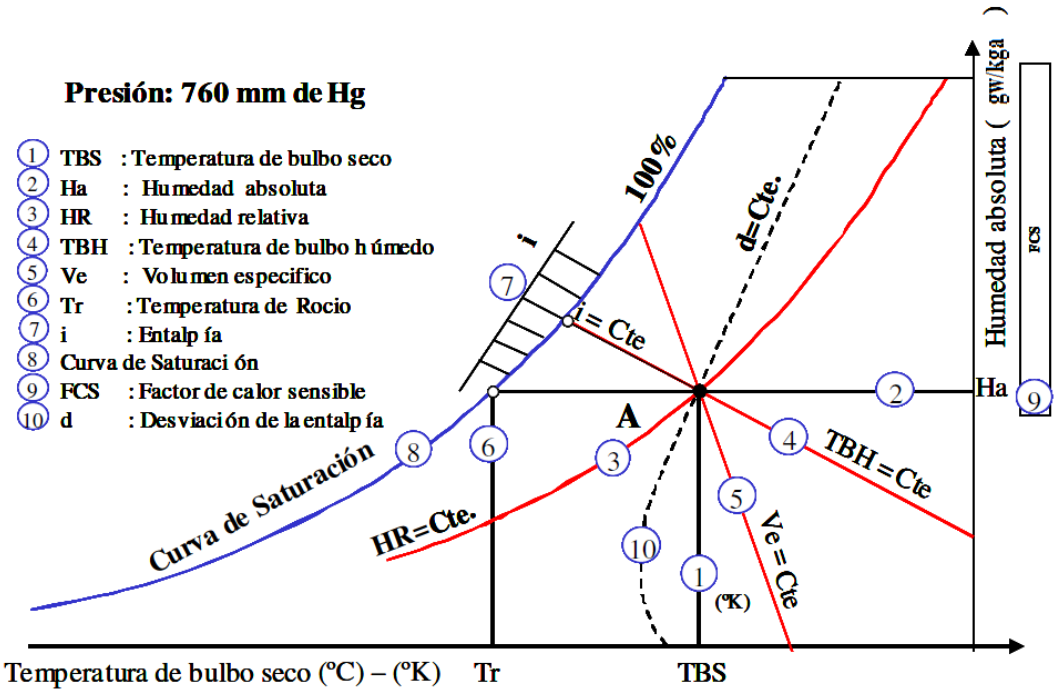



**Figura 1:** Diagrama de Carrier.

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

El diagrama está referido a un Kg de aire seco (naturalmente con un contenido de vapor de agua variable) y para una presión de 760 mm de Hg.

**Consideraciones:** La entalpía del aire en el punto A es igual a la entalpía de saturación que se lee sobre la escala respectiva (7) a la que se sumará algebraicamente el valor de la desviación *d* indicado por la curva (10) que pasa por el punto A.

En los procesos psicométricos en los que se tenga un aumento o disminución de la humedad específica del aire, el calor añadido (+ q) o sustraído (-q), viene dado por la diferencia entre las entalpías final e inicial del mismo, de la que se restará la entalpía de la humedad (agua o hielo) añadida (+ $i_l$) o sustraída (- $i_l$). Por lo tanto, + q = $i_2$ - $i_1$ (± $i_l$).

Cabe decir que la entalpía de la humedad añadida o sustraída durante un proceso psicométrico, y las desviaciones de la entalpía, son normalmente despreciadas en los cálculos en los que no se requieran resultados exactos lo que generalmente ocurre en los relativos al acondicionamiento de confort.

Por lo tanto, al emplear el diagrama Carrier, se tomará siempre como entalpía de la mezcla la correspondiente de saturación a temperatura de bulbo húmedo constante sin tener en cuenta las correcciones, (despreciables), más arriba indicadas.

Dichas correcciones empiezan a ser de cierta importancia para temperaturas de bulbos húmedos del aire inferiores a los 0 ºC.

El diagrama original Carrier proporciona asimismo los factores de corrección para cada una de las diversas variables, en el caso de que la presión barométrica no sea de 760 mm de Hg. Se ha tomado como valor cero para la entalpía, el correspondiente a una temperatura de 0 ºC y una humedad relativa del 100 %.

**Escala de factor de calor sensible:** El factor de calor sensible ($F_{CS}$) es la razón aritmética del calor total sensible al calor total, en que el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

$$F_{CS} = Q_{SEP} / ( Q_{SEP} + Q_{LEP}) \qquad (5)$$

donde:

$F_{CS}$ = factor de calor sensible

$Q_{SEP}$ = calor sensible parcial

$Q_{LEP}$ = calor latente parcial

Sobre el margen derecho del diagrama se encuentra la escala del "factor de calor sensible" $F_{CS}$, relación entre calor sensible y total absorbidos o cedidos por el aire durante un proceso psicométrico. Si unimos los diferentes valores de esta escala auxiliar con el punto 26,7 ºC, 50 % HR, polo de la misma, obtendremos diferentes inclinaciones correspondientes a los diferentes factores de calor sensible.

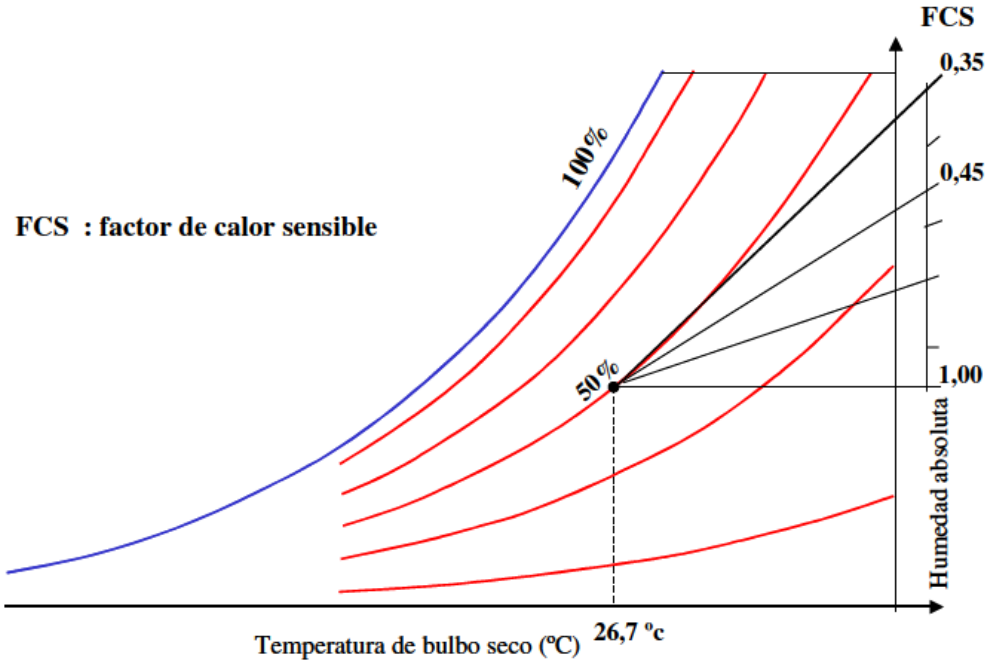



**Figura 2:** Determinación de la escala de factor sensible en el diagrama psicrométrico

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

El estado del aire impulsado en el local debe ser tal que compense simultáneamente las pérdidas o ganancias sensibles y latentes del local. Si debemos extraer o agregar solamente calor sensible al aire del local, la representación de la evolución en el diagrama psicrométrico corresponde a una línea horizontal. Si solamente se extrae o agrega calor latente, la representación de la evolución en el diagrama psicrométrico corresponde a una línea vertical.

Estas situaciones no se dan en la práctica sino que tendremos que extraer o agregar en forma simultanea calor sensible y calor latente, la evolución se representa mediante una recta cuya pendiente está dada por el $F_{CS}$.

Nunca conseguiremos un adecuado estado de bienestar sino inyectamos el aire tratado con el $F_{CS}$ que requiere el local en cuestión. Podemos decir entonces que si se extrae demasiado calor sensible, pero no demasiado calor latente, el aire se encontrará demasiado frío y además será excesivamente húmedo. Por otra parte si se extrae demasiado calor latente, pero no demasiado calor sensible, el aire se encuentra demasiado caliente y seco. Sin embargo en ambos casos utilizamos la misma potencia frigorífica que si la inyección del aire hubiera sido la adecuada (Díaz & Barreneche, 2005).

## 4.2 CONDICIONES DE BIENESTAR

### 4.2.1. Parámetros de cálculo

Está demostrado que ciertas condiciones ambientales (aproximadamente 23 ºC y 50 % de humedad relativa) proporcionan una sensación placentera. Es evidente que la temperatura será uno de los principales parámetros a tener en cuenta. Un ambiente seco produce una sensación más agradable, en general, que uno húmedo; sin embargo, si la sequedad del aire es acusada, pronto se manifiestan ciertos inconvenientes, como sequedad de las mucosas, exceso de electricidad estática, etc. Si el ambiente es muy húmedo se tiene una sensación de ahogo, con el agravante de que no puede eliminarse fácilmente el sudor corporal. Así pues, la humedad del aire será otro parámetro a tener en cuenta.

No son éstos los únicos factores que han de tenerse en cuenta, pero sí los más importantes. En resumen:

- Temperatura.
- Humedad del aire.
- Ruido.
- Ventilación y purificación del aire.

El control de estos factores nos dará la clave para conseguir un ambiente de confort

4.2.1.1. Calor generado por el cuerpo humano

Esta cantidad de calor es un dato que es preciso conocer y utilizar en los cálculos de las instalaciones de climatización. Normalmente se emplean valores medios y aproximados porque el conocimiento exacto sería demasiado arduo de conseguir. En la tabla 1 se indicará algunos valores usuales (Miranda, 2000).

**Tabla 1:** Calor producido por el cuerpo humano

| **Clase de trabajo** | **Actividad** | **Calor por unidad de tiempo [W]** |
|---|---|---|
| Ligero | Durmiendo | 73 |
| | Sentado | 116 |
| | Sentado con movimiento | 161 |
| Moderado | Sentado con movimiento | 176 |
| | Trabajo ligero | 176 |
| Pesado | Trabajo de pico y pala | 513 |

**Fuente:** Miranda, 2000

4.2.1.2. Temperatura efectiva

Para conseguir un estado de confort y bienestar es necesario regular, por lo menos, dos variables: la temperatura y la humedad. La determinación experimental de este estado de bienestar se lleva a cabo utilizando métodos estadísticos, porque es evidente que la sensación de bienestar puede diferir de unas personas a otras.

La idea es mantener en una cámara amplia, perfectamente acondicionada, a una persona que realiza una determinada actividad. La cámara se mantiene a una temperatura y humedad constantes. Si la reacción de la persona es positiva, se consideran aquellas condiciones como de confort. Si es negativa, será preciso variar la temperatura y la humedad.

Ahora bien, se trata de dos factores, la temperatura y la humedad; si intentamos condensarlos en uno solo se puede emplear el concepto de temperatura efectiva, TE, que se definirá como un índice que expresa el efecto compuesto de la temperatura del aire y la humedad relativa sobre el cuerpo.

4.2.1.3. Condiciones de bienestar o confort

El bienestar se determina experimentalmente sometiendo a una serie de sujetos a diferentes condiciones. El resultado se recoge en unos gráficos. Estos gráficos se llaman diagramas de confort. No existe un modelo único, sino varios que recogen experiencias realizadas por diversos laboratorios o países. Uno de los más utilizados es el confeccionado por ASHRAE (American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers), que reproducimos en la figura 3. En el eje horizontal está la temperatura seca y en el eje vertical la temperatura húmeda. Las líneas inclinadas de abajo arriba son indicativas de distintos grados de humedad relativa. Las líneas inclinadas que cortan a éstas a 15, 20, 25 y 30 ºC son las de la temperatura efectiva. El significado de las líneas 1, 2, 3, y 4 es:

1. ligeramente fresco.

2. confortable.

3. ligeramente caluroso.

4. caluroso.

La zona comprendida entre las líneas 1 y 3 marca el área que corresponde a la llamada zona de confort. Veamos algunos ejemplos:

Condiciones de 25 ºC y 50% de humedad nos sitúan en la parte central del diagrama, muy cerca de la línea 2 y, por lo tanto, dentro de la zona de confort.

Condiciones de 30 ºC y 40% de humedad relativa nos conducen fuera de la zona, hacia lo que podríamos llamar área calurosa.

Condiciones de 20 ºC y 60% de humedad serían un ejemplo de lo contrario; caen más bien en la zona fría, que sería la comprendida entre las líneas 1 y 2. Se ha recogido estos resultados en la tabla 2.

**Tabla 2:** Resumen de la figura 3

| **Condiciones** | **Situación en el diagrama** | |
|---|---|---|
| Temperatura seca | Humedad relativa | |
| 25 °C | 50% | Zona de confort |
| 30°C | 40% | fuera de la zona de confort |
| 20°C | 60% | Fuera de la zona de confort |

**Fuente:** Miranda, 2000

Se ha dejado aparte las variables que son consideradas fundamentales: la temperatura y la humedad. En términos muy generales, se puede admitir que las condiciones óptimas en verano estarían alrededor de los 22 ºC de temperatura efectiva y, en invierno, alrededor de los 21 ºC. De todas formas, se insistirá diciendo que para asegurar unas condiciones de confort no basta con situarnos permanentemente en la llamada zona de confort, sino estudiar una distribución correcta de temperaturas y una velocidad adecuada del aire (Miranda, 2000).

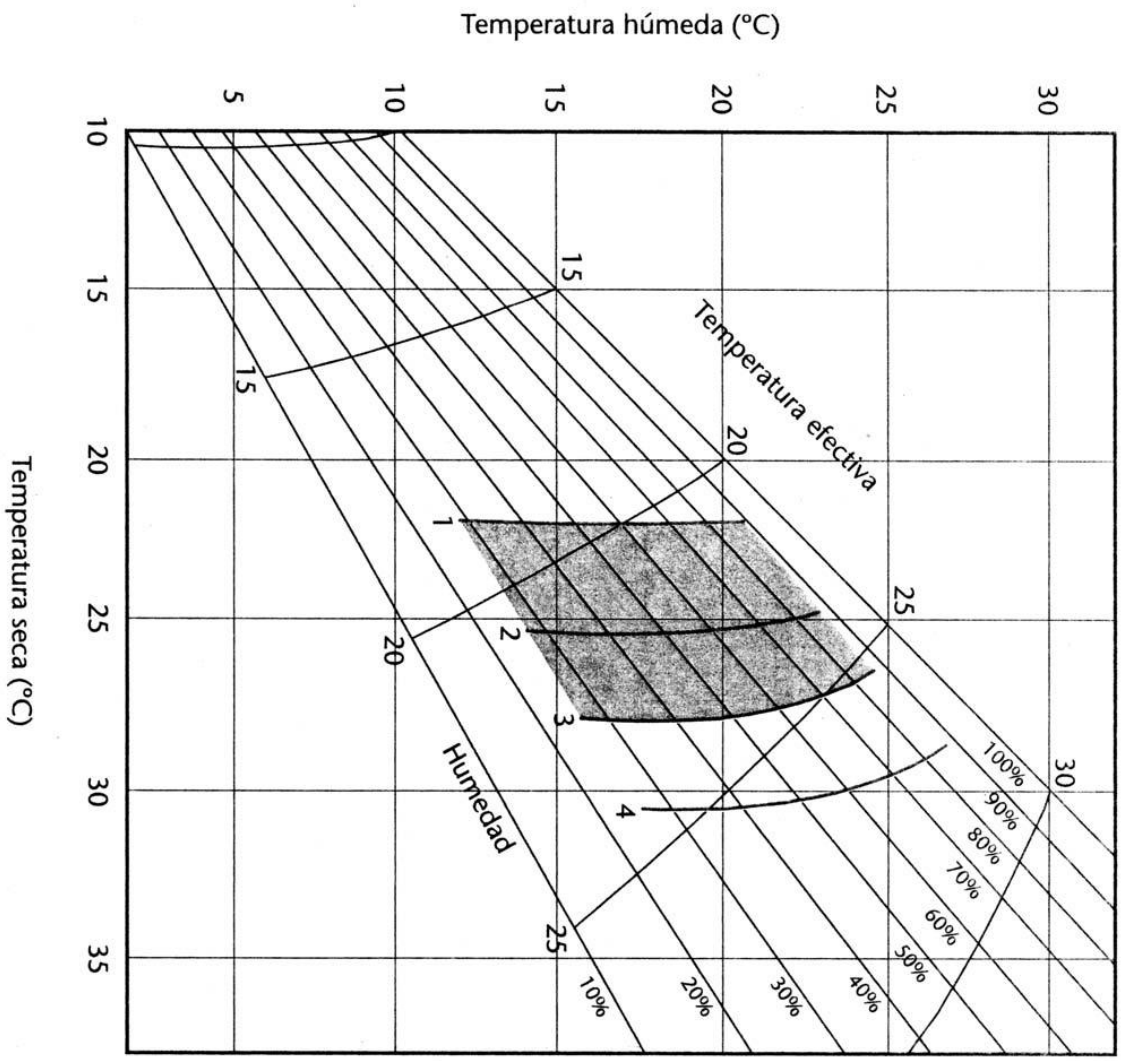



**Figura 3:** Carta de confort de ASHRAE

**Fuente:** Miranda, 2000

4.2.1.4. Necesidad de ventilar un local

En un local cerrado siempre se producen gases o humos que pueden ocasionar molestias, e incluso, pueden ser perjudiciales para la salud. En el humo de los cigarrillos hay una sustancia que se llama acroleína que es responsable de la irritación que se produce en los ojos. A veces, en los locales acondicionados se puede producir un fenómeno que todos alguna vez habremos notado. Entramos en una habitación y notamos que la temperatura es correcta, pero al cabo de unos minutos nos lloran los ojos. Ello es debido a que no existe ventilación.

No basta con enfriar o calentar el aire de una habitación, es necesario ventilarla.

Se entiende por ventilación, la introducción de aire fresco, no contaminado. Este aire deberá someterse a un tratamiento previo antes de introducirlo en el recinto: filtrado, secado, etc.; dependerá de las condiciones y del proceso que se esté realizando. La calidad del aire interior y de ventilación viene determinada por la IT 1.1. (Exigencia de bienestar e higiene) A este respecto hay que advertir que el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios), recomienda, y en determinadas circunstancias obliga, a recuperar la entalpía del aire de ventilación e incluso a utilizar el aire exterior para un enfriamiento gratuito del local. La ITE 02.4.6 (Enfriamiento gratuito por aire exterior) establece las condiciones para proceder obligatoriamente a un enfriamiento gratuito: un caudal superior a 3 $m^3/s$ con un régimen de funcionamiento de más de 1000 horas por año siempre que la demanda de energía pudiera satisfacerse con el aire exterior. La IT 1.2.4.5 (Recuperación de energía), establece las condiciones para recuperar obligatoriamente la entalpía del aire de ventilación: caudal superior a 3 $m^3/s$ con un régimen de funcionamiento superior a 1000 horas por año. La eficiencia mínima del recuperador será del 45 %.

La degradación del aire interior se debe a más de una causa. Las principales son:

- Disminución del oxígeno y aumento del dióxido de carbono. Esto es debido a la respiración de los seres vivos y al quemado de cigarrillos.
- Emisión de sustancias tóxicas o molestas, debido a los cigarrillos.
- Vapor y gases debidos al sudor y a la descomposición metabólica de los alimentos.
- Emisión de disolventes de pinturas o barnices en salas expositoras, etc.

Para contrarrestar esta degradación del aire, es necesario ventilar el local. Esta ventilación puede ser:

- Natural, cuando se produce una renovación del aire a través de rendijas, ventanas, puertas.
- Artificial, cuando la ventilación se fuerza mediante ventiladores u otros elementos mecánicos, con la introducción de aire exterior y la extracción de aire interior.

La cantidad de aire de ventilación que debe introducirse en un local depende de muchos factores, pero los más importantes son el número de personas, si son o no fumadoras y de la actividad que realicen (Miranda, 2000).

## 4.3 CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

### 4.3.1. Introducción

Para refrigerar un local, de una forma o de otra, hay que extraer calor. Exactamente la misma cantidad de calor por unidad de tiempo que entra, por la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior del local, más el calor que éste pueda recibir procedente del sol, más el calor por unidad de tiempo generado en el interior.

La carga térmica no es otra cosa que el calor por unidad de tiempo que entra o se genera en el local; por ello es tan importante su cálculo, aunque el objetivo final sea la determinación de la potencia frigorífica necesaria de la máquina que ha de producir el frío.

### 4.3.2. Condiciones de proyecto

Se denominan condiciones de proyecto las que tomamos como fijas y constantes a lo largo del mismo. Evidentemente, el proyecto de refrigeración se aplica a un local situado en un lugar geográfico determinado; así, en primer lugar, se tendrá:

- La localidad.- El lugar geográfico (la localidad) tiene unas condiciones de temperatura y humedad a lo largo del verano

- Condiciones exteriores (temperatura seca y temperatura húmeda).

- Condiciones interiores reguladas por la IT 1.1.4.1.2 (Temperatura operativa y humedad relativa).- En verano el proyectista deberá elegir una temperatura operativa comprendida entre 23 y 25 ºC y una humedad relativa entre el 45 y el 60 %. En invierno la temperatura entre 21 y 23 ºC y una humedad relativa entre el 40 y el 50 %. En la citada IT se menciona la velocidad media admisible del aire, tema éste que se ha comentado en un apartado precedente.

- La hora solar del proyecto.- ¿Qué hora solar hay que elegir? En teoría, se elige la que de una carga máxima. Como esto no se sabe al principio del cálculo, se elige una que

la experiencia nos indique que puede dar carga máxima. Generalmente, se elige las 15, hora solar, y se hace un solo cálculo (Miranda, 2000).

En el diagrama psicrométrico hay que situar los puntos correspondientes a las condiciones exteriores e interiores de proyecto, pero utilizando la temperatura exterior, no la temperatura exterior de proyecto. Una vez situados los puntos, se obtienen las humedades absolutas en g/kg del exterior y del interior. Será llamado:

- Salto térmico, $\Delta t$, a la diferencia entre la temperatura exterior y la temperatura interior de proyecto.
- Diferencia de humedades, $\Delta W$, a la diferencia entre las humedades absolutas en las condiciones del exterior y las del interior, gw/kga o kgw/kga según convenga.

Se conocerá también:

- Superficie del local en $m^2$.
- Volumen del local en $m^3$.
- Potencia de iluminación en kW.
- Número de personas que lo ocupan.

### 4.3.3. Definición y clasificación de los distintos conceptos que componen la carga térmica

4.3.3.1. Introducción

La carga térmica es el calor por unidad de tiempo que, por diferentes conceptos, entra o se genera en un local cuando se mantiene en éste una temperatura inferior a la del exterior y una humedad diferente, generalmente inferior, a la del exterior (Miranda, 2000).

El calor que entra como consecuencia de la diferencia de temperaturas se llama calor sensible y, el que entra como consecuencia de la diferencia de humedades, se llama calor latente. Ambos dependen de una serie de factores que se irá explicando a lo largo del capítulo. Tanto la carga sensible como la latente se deben a distintos conceptos, que deben calcularse separadamente; estos conceptos diferentes (llamados también “partidas”) son los siguientes:

**A. Carga sensible**

A1. Calor por unidad de tiempo debido a la radiación solar a través de ventanas, claraboyas o lucernarios.

A2. Calor por unidad de tiempo debido a la radiación y transmisión a través de paredes y techo.

A3. Calor por unidad de tiempo debido a la transmisión (sólo transmisión) a través de paredes y techo no exteriores.

A4. Calor por unidad de tiempo sensible debido al aire de infiltraciones.

A5. Calor por unidad de tiempo sensible generado por las personas que ocupan el local.

A6. Calor por unidad de tiempo generado por la iluminación del local.

A7. Calor por unidad de tiempo generado por máquinas (si existen) en el interior del local.

A8.Cualquier otro que pueda producirse.

**B. Carga latente**

B1. Calor latente por unidad de tiempo debido al aire de infiltraciones.

B2. Calor latente por unidad de tiempo generado por las personas que ocupan el local.

B3. Calor latente por unidad de tiempo producido por cualquier otra causa.

4.3.3.2. Aire de ventilación

Para evitar la sensación desagradable que produce el aire viciado, es necesario introducir una cierta cantidad de aire exterior que se llama de ventilación. En la práctica, esta operación se hace mezclando aire del exterior con aire procedente del local.

La cantidad de aire exterior que se utiliza en la mezcla, es el estrictamente necesario para producir una renovación conveniente del aire del local. En el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios), viene regulado por la ITE 1.1.4.2.3 (Caudal mínimo del aire de ventilación), en función de un concepto llamado IDA (aire de óptima calidad) definido a partir de:

IDA 1 Aire de óptima calidad: hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.

IDA 2 Aire de buena calidad: oficinas, residencias, salas de lectura, museos y similares.

IDA 3 Aire de calidad media: edificios comerciales, cines, teatros, restaurantes, cafeterías y similares.

IDA 4 Aire de calidad baja.

En la tabla 14 del anexo 1 se han presentado los valores que se utilizan, como valor mínimo, en $dm^3/s$ por persona. Basta multiplicar por el número de personas para tener el caudal de aire de ventilación.

Cuando se utiliza aire exterior de ventilación, se consideran dos partidas más:

A9. Calor sensible procedente del aire de ventilación.

B4. Calor latente procedente del aire de ventilación.

La suma de todas las partidas de calor sensible se denomina carga sensible efectiva y, la suma de todas las latentes, carga latente efectiva. Se emplea la palabra efectiva si se tienen en cuenta las partidas A9 y B4 procedentes del aire exterior de ventilación (Miranda, 2000).

### 4.3.4. Cálculo de la carga térmica

4.3.4.1. Cálculo de la carga sensible

Las partidas que la integran se calculan de la manera siguiente:

A1. Calor debido a la radiación a través de ventanas, claraboyas o lucernarios

Esta partida tiene en cuenta la energía que llega al local procedente de la radiación solar que atraviesa elementos transparentes a la radiación (cristales de ventanas, claraboyas, etc.). Para calcular esta partida, hay que saber la orientación de la ventana. Hay que elegir una hora solar de cálculo, generalmente entre las 12 y las 16 horas, y un día determinado que, generalmente, es el 20 de abril o el 20 de agosto. Con estos datos acudimos a la tabla 15 del anexo 1 y se obtendrá la radiación solar unitaria, R, en $kcal/h\ m^2$.

La hora solar elegida debe ser la misma para el cálculo de toda la carga térmica.

Se debe calcular la superficie S en metros cuadrados del hueco de la ventana, incluido el marco, no sólo la del vidrio. Se debe consultar las tablas 16 y 17 del anexo 1 por si se tuviera que aplicar factores de corrección debidos a la utilización de vidrios especiales o persianas. El calor debido a la radiación es sensible y lo será llamado $Q_{SR}$.

$$Q_{SR} = S \times R \times f \quad [W] \qquad (6)$$

Por $f$ se ha indicado el producto de todos los factores de corrección a que hubiera lugar. A veces es difícil conocer con exactitud el valor de estos coeficientes de corrección para tener en cuenta el efecto atenuador de persianas u otros elementos. Puede, entonces, adoptarse un coeficiente pensando en situaciones análogas a las indicadas en la tabla 17 del anexo 1.

A2. Calor debido a la radiación y transmisión a través de paredes y techo

El calor procedente del sol calienta las paredes exteriores de una vivienda o local y, luego, este calor revierte al interior.

$$Q_{STR} = K \times S \times (DTE) \qquad (7)$$

K es el coeficiente de transmisión del cerramiento que estamos considerando: una pared, el techo o el suelo. Se expresa en: [W/ $m^2$ K], lo encontramos en la tabla 23 del Anexo 1. Aunque en el denominador aparezca el grado Kelvin, la diferencia es de temperaturas, por lo que esta unidad es equivalente a [W/ $m^2$ ºC] o [Kcal/h $m^2$ °C] (Miranda, 2000).

Este calor es sensible y será llamado $Q_{STR}$, S es la superficie de la pared (si hay una puerta se incluye la puerta) y la DTE quiere decir diferencia de temperaturas equivalente.

Se trata de un salto térmico corregido para tener en cuenta el efecto de la radiación. Para saber la DTE de una pared, se emplea la tabla 18 del anexo 1. Se necesita saber:

- La orientación del muro o pared.
- El producto de la densidad por el espesor (DE) del muro.
- La hora solar de proyecto.

Para saber la DTE del techo, se emplea la tabla 19. Se necesita saber:

- Si el techo es soleado o en sombra.

- El producto de la densidad por el espesor (DE) del techo.
- La hora solar de proyecto.

El valor de la DTE obtenido de las tablas 18 y 19 del anexo 1 no es el definitivo. Se aplica la siguiente ecuación (Carrier, 1980):

$$DTE = a + \Delta tes + b\frac{Rs}{Rm}(\Delta tem - \Delta tes) \tag{7.1}$$

donde:

a: Corrección proporcionada por la tabla 24 teniendo en cuenta:

- Un incremento distinto de 8 °C entre las temperaturas interior y exterior
- Una variación de la temperatura seca exterior distinta de 11 °C

Δtes: Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra (tabla 18 o 19)

Δtem: Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada (tabla 18 o 19)

b: Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para paredes oscuras, b= 1; colores medios, b= 0.78; colores claros, b= 0.55.

Rs: Máxima insolación (Kcal/h $m^2$), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo), usar la tabla 15 o 26.

Rm: Máxima insolación (Kcal/h $m^2$) en el mes de julio, a 40 ° latitud norte, a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo), tabla 25 o 26 (Carrier, 1980).

A3. Calor debido a la transmisión (sólo transmisión) a través de paredes y techo no exteriores

Si una pared y un techo no son exteriores hay que contarlos aquí. También se incluyen las superficies vidriadas, ya que en la Al sólo se ha calculado la radiación y también se tiene transmisión. Así pues, hay que incluir en esta partida:

- Paredes interiores.
- Suelos (siempre son interiores).
- Techos interiores.
- Superficies vidriadas y claraboyas.

Las puertas generalmente no se cuentan; su superficie se incluye en la de la pared.

Este calor, que es sensible también, se llamará $Q_{ST}$. Se calcula mediante la expresión:

$$Q_{ST} = S \times K \times \Delta t \qquad (8)$$

donde: S es la superficie del elemento en $m^2$, K es el coeficiente global de transmisión en kcal/h $m^2$ °C (vea la tabla 27, anexo 1), Δt es el salto térmico en ºC.

Si se trata de una pared o un techo colindante con un local refrigerado, esta pared o techo no se cuenta. Si son colindantes con un local no refrigerado, el salto térmico que se utiliza se rebaja en 3 ºC.

A4. Calor sensible debido al aire de infiltraciones

El local que se acondiciona debe estar exento de entradas de aire caliente del exterior.

Sin embargo, cuando se abren puertas o ventanas, o bien a través de las fisuras, es inevitable que algo de aire exterior entre en el local. Para valorar la cantidad de aire que entra por las puertas puede utilizarse la tabla 21 del anexo 1, teniendo presente que el dato obtenido en esta tabla es por puerta y por persona. Calculamos el caudal total de infiltraciones, Vi:

Vi = valor de la tabla 21 × número de puertas × número de personas. Y aplicamos la fórmula:

$$Q_{SI} = 0.34 \times Vi \times \Delta t \quad (9)$$

siendo: Vi el volumen de infiltración en $m^3/h$, Δt el salto térmico en ºC, $Q_{SI}$ el calor sensible debido a las infiltraciones; que viene dado en W.

A5. Calor sensible generado por las personas que ocupan el local

Las personas que ocupan el recinto generan calor sensible y calor latente, debido a la actividad que realizan y a que su temperatura (unos 37 ºC) es mayor que la que debe mantenerse en el local.

En la tabla 22 del anexo 1 encontramos la información que necesitamos, según la temperatura del local y el tipo de actividad que realice la gente del local. El valor obtenido en la tabla 22, $O_S$, bastará multiplicarlo por el número de personas del local, n. Esta partida se llamará $Q_{SP}$.

$$Q_{SP} = n \times O_S \quad (10)$$

A6. Calor generado por la iluminación del local

La iluminación produce calor que hay que tener en cuenta. Si la iluminación es incandescente, se toma directamente la potencia eléctrica de iluminación, I, en W.

Si la iluminación es fluorescente, además hay que multiplicar por el factor 1.25.

Se llamará $Q_{SIL}$ a esta partida; así pues:

a) Incandescente:

$$Q_{SIL} = I \quad (11)$$

b) Fluorescente:

$$Q_{SIL} = 1.25 \times I \quad (12)$$

En la mayor parte de climatizaciones de viviendas, oficinas o locales similares, no se encuentra las partidas A7 (calor generado por máquinas, en el caso de existir equipos de oficina como computadoras, copiadoras, etc. En la tabla 28 y tabla 29 del anexo 1, se encuentran valores de potencia de estas máquinas) ni las A8 (cualquier otra fuente de

calor no considerada). En el caso de que hubiese una máquina, la partida A7 se calcula a partir de la potencia nominal de la máquina, en W, multiplicada por 1-η, siendo η el rendimiento de la máquina en tanto por uno. Si la máquina se refrigera con agua que entra y sale del recinto, esta partida se ignora (Miranda, 2000).

4.3.4.2. Cálculo de las partidas latentes

Se trata de calor latente generado por la ocupación y el debido al aire de infiltraciones.

B1. Calor latente debido al aire de infiltraciones

Con el mismo caudal de infiltraciones, Vi, obtenido a partir de la tabla 21 anexo 1, aplicamos la fórmula:

$$Q_{LI} = 0.83 \times Vi \times \Delta W \qquad (13)$$

siendo Vi el caudal de infiltraciones en $m^3/h$, $Q_{LI}$ el calor latente de infiltraciones en W, ΔW la diferencia de las humedades absolutas, en gw/kga, (gramos de agua/kilogramos de aire), del aire exterior del local menos la del interior del local. Estas humedades absolutas se obtienen mediante el diagrama psicrométrico.

B2. Calor latente generado por las personas que ocupan el local

Esta partida es muy similar a la A5. En la tabla 22 del anexo 1 aparece el dato del calor latente generado por persona, OL. Bastará multiplicar por el número de personas.

Esta partida se llamará $Q_{LP}$, en W.

$$Q_{LP} = n \times O_L \qquad (14)$$

B3. Calor latente producido por cualquier otra causa

La partida B3, calor latente producido por cualquier otra causa, tiene el mismo significado que la A8.

La carga sensible total, $Q_{SEP}$, será:

$$Q_S = Q_{SR} + Q_{STR} + Q_{ST} + Q_{SI} + Q_{SP} + Q_{SIL} \qquad (15)$$

La carga latente total, $Q_{LEP}$, será:

$$Q_{LEP} = Q_{LI} + Q_{LP} \quad (16)$$

Cálculo de las partidas del aire de ventilación

Estas partidas deben calcularse para obtener la carga efectiva:

A9. Calor sensible procedente del aire de ventilación

Esta partida se designará por $Q_{SV}$, en W y se obtiene aplicando la fórmula:

$$Q_{SV} = 0.34 \times f \times Vv \times \Delta t \quad (17)$$

donde: Vv es el caudal volumétrico de ventilación en $m^3/h$ (véase la tabla 14 anexo 1), Δt es el salto térmico en ºC, f es un coeficiente de la batería de refrigeración, llamado factor de by-pass.

B4. Calor latente procedente del aire de ventilación

Esta partida es la latente correspondiente al aire de ventilación. Se calcula con una fórmula análoga:

$$Q_{LV} = 0.83 \times f \times Vv \times \Delta W \quad (18)$$

donde: $Q_{LV}$ es la denominación de esta partida en W, Vv es el caudal de ventilación en $m^3/h$, ΔW es la diferencia de humedades absolutas (exterior menos interior), en gw/kga, f es el factor de by-pass de la batería.

**4.3.5. Cálculo de las cargas totales**

4.3.5.1. Carga sensible efectiva parcial y carga latente efectiva parcial

La carga sensible efectiva es la carga sensible propiamente dicha, $Q_S$, más la debida al aire de ventilación, ecuación (18). En nuestro caso:

$$Q_{SEP} = Q_S + Q_{SV} \quad (19)$$

La carga latente efectiva parcial, $Q_{LEP}$, es la carga latente, $Q_{L,}$ más la correspondiente latente del aire de ventilación, ecuación (18):

$$Q_{LEP} = Q_{SV} + Q_{LV} \quad (20)$$

Se ha utilizado la denominación parcial porque no se ha considerado ningún factor de seguridad aumentativo.

4.3.5.2. Carga sensible efectiva total y latente efectiva total

Son las anteriores parciales aumentadas en un tanto por ciento de seguridad, con el fin de asegurarnos de haber calculado todas las posibilidades de producción e ingreso de calor en el local. Es preferible calcular la carga térmica, ligeramente por exceso más que por defecto (Miranda, 2000).

Usualmente, se considera de un 5 a un 10% de aumento. Si consideramos un 10%, se tendrá:

$$Q_{SE} = Q_{SEP} + 0{,}10\, Q_{SEP} = 1{,}1\, Q_{SEP} \quad (21)$$

$$Q_{LE} = Q_{LEP} + 0{,}10\, Q_{LEP} = 1{,}1\, Q_{LEP} \quad (22)$$

## 4.4. CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS FUNDAMENTALES.

El objetivo es elegir juiciosamente la unidad acondicionadora de aire, para lo cual se debe conocer el caudal de aire, la temperatura de entrada, la temperatura de salida, la potencia frigorífica y la temperatura de rocío de la unidad acondicionadora (Díaz & Barreneche, 2005).

Parámetros conocidos:

$t_1$ = temperatura exterior [K]

Hr = humedad relativa exterior [%]

$t_2$ = temperatura interior [K]

Hri = humedad relativa interior [%]

Cae = Caudal de aire exterior que ingresa a la unidad acondicionadora de aire [$m^3$/h]

$Q_{SE}$ = Calor sensible efectivo [W]

$Q_{LE}$ = Calor latente efectivo [W]

f = factor de By Pass de la batería (Tabla 30 anexo 1)

Parámetros a determinar:

$t_5$ = temperatura de rocío de la unidad acondicionadora de aire

Cam = caudal aire de mando hacia el local desde la unidad acondicionadora de aire

Car = caudal aire de retorno interior a la unidad acondicionadora de aire

$t_3$ = temperatura de aire a la entrada de la unidad acondicionadora de aire

$t_4$ = temperatura de aire de mando

NR = potencia frigorífica de la unidad acondicionadora de aire

### 4.4.1. Determinación de la temperatura de rocío de la unidad acondicionadora de aire, ($t_5$)

La tabla 30 del anexo 1 nos permite definir el factor de by-pass conveniente para diversas aplicaciones, según las características físicas de la batería, y la velocidad del aire, o por el tipo de aplicación – destino, lo cual nos permite calcular las cargas efectivas cuando se desconoce la batería a utilizar.

Determinado el factor de by-pass de la tabla 30 se puede calcular la carga sensible efectiva, $Q_{SEP}$, y la carga latente efectiva, $Q_{LEP}$, que permite obtener el factor de calor sensible efectivo, $F_{CSE}$:

$$F_{CSE} = \frac{(Q_{SEP})}{(Q_{SEP} + Q_{LEP})} = \frac{Q_{SEP}}{Q_{TE}} \tag{23}$$

### 4.4.2. Determinación del caudal de aire de mando, (Cam)

Para ello se aplicará la fórmula:

$$Cam = \frac{Q_{SEP}}{0{,}337 \times (1 - f) \times (t_2 - t_5)} \tag{24}$$

Cam: caudal aire de mando hacia el local desde la unidad acondicionadora de aire, en $m^3/h$

$Q_{SEP}$: carga sensible efectiva, en W

$f$: el factor de By Pass de la batería (de tabla 30)

$t_2$: temperatura interior del local, en ºC

$t_5$: temperatura de rocío de la unidad acondicionadora de aire, en ºC

### 4.4.3. Determinación del caudal de aire de retorno, (Car)

Se aplica la fórmula:

$$Car = Cam - Cae \tag{25}$$

Cam: caudal aire de mando hacia el local desde la unidad acondicionadora de aire en $m^3/h$

Cae: Caudal de aire exterior que ingresa a la unidad acondicionadora de aire en $m^3/h$

Para local oficina del Cae = 15% al 25% Cam

### 4.4.4. Determinación de la temperatura del aire a la entrada de la unidad acondicionadora de aire, ($t_3$)

Se aplica la fórmula:

$$t_3 = \frac{Cae}{Cam} \times (t_1 - t_2) + t_2 \qquad (26)$$

$t_3$: temperatura a la entrada de la unidad acondicionadora de aire, en ºC

Cae: caudal de aire exterior de ventilación, en $m^3/h$

Cam: caudal de aire mezcla que ingresa a la unidad acondicionadora de aire, en $m^3/h$

$t_1$: temperatura exterior, en ºC

$t_2$: temperatura interior del local, en ºC.

### 4.4.5. Determinación de la temperatura del aire a la salida de la unidad acondicionadora de aire, ($t_4$)

Se aplica la fórmula:

$$t_4 = f \times (t_3 - t_5) + t_5 \qquad (27)$$

f :el factor de By Pass de la batería (de tabla 30 anexo 1)

$t_3$: temperatura a la entrada de la unidad acondicionadora de aire, en ºC

$t_5$: temperatura de rocío de la unidad acondicionadora de aire, en ºC

### 4.4.6. Determinación de la potencia frigorífica de la unidad acondicionadora de aire, (NR)

Calculadas las temperaturas $t_3$ y $t_4$, se sitúan en el diagrama los puntos (3) y (4). Para ello se traza la recta 1 – 2, con la recta de FCST a partir del punto (5), se sitúa el punto (3) en la intersección con la recta 1 – 2, a continuación con la intersección de la recta vertical correspondiente a la temperatura del punto (4) y la recta FCST se sitúa el punto (4) (Díaz & Barreneche, 2005).

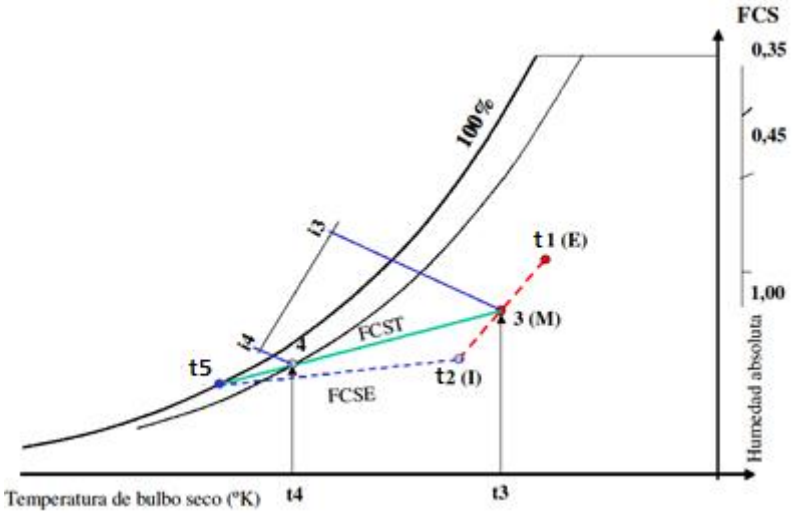



**Figura 4:** Determinación de las entalpías para el cálculo de la potencia de refrigeración
**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

Se obtienen las entalpias $i_3$ e $i_4$ en el diagrama están expresados en Kcal/h. Se aplica la fórmula:

$$NR = 1.2 \times 1.163 \times Cam \times (i_3 - i_4) = 1.39 \times Cam \times (i_3 - i_4) \qquad (28)$$

donde:

1.2: constante del aire

1.63: constante de transformación de Kcal/h a W

N: potencia frigorífica de la unidad acondicionadora de aire en W

Cam: caudal de aire mezcla que ingresa a la unidad acondicionadora de aire, en $m^3/h$

$i_3$: entalpía aire mezcla a la entrada de la unidad acondicionadora de aire estado (3), en Kcal/h

$i_4$: entalpía aire mezcla a la salida de la unidad acondicionadora de aire estado (4), en Kcal/h

## 4.5 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

### 4.5.1. Instalaciones de aire acondicionado

Se entenderá como instalación de aire acondicionado aquella que es capaz de mantener con un cierto grado de automaticidad, sin ruidos molestos, a lo largo de todo el año y en todos los ambientes acondicionados: las condiciones de temperatura y humedad relativa deseadas, asegurando, además, la pureza en el aire del ambiente y manteniendo simultáneamente la velocidad del aire adecuada en las zonas ocupadas, para proporcionar un máximo de confort a los ocupantes. Para la industria, que no es nuestro caso, además, se corresponde con el mejoramiento de los distintos procesos que se traten (Díaz & Barreneche, 2005).

Un sistema de aire acondicionado se lo puede dividir en las siguientes partes:

1) Planta térmica

2) Planta de tratamiento

3) Canalizaciones

3-1) Cañerías de mando

3-2) Cañerías de retorno

3-3) Conductos de mando

3-4) Conductos de retorno

3-5) Conducto de aire exterior

4) Equipos terminales

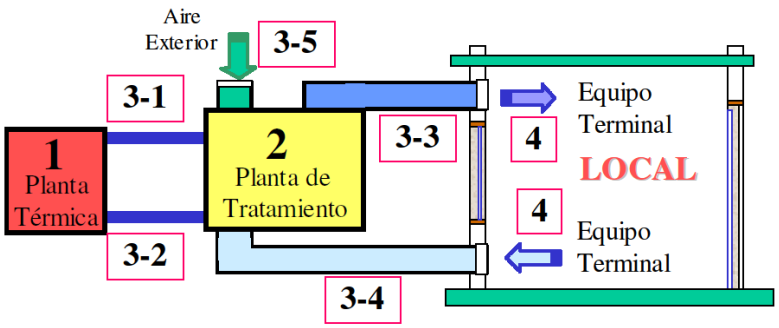



**Figura 5:** Partes de un sistema de aire acondicionado

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

1 - Planta térmica: Es la encargada de suministrar el fluido calefactor cuando se requiera calefaccionar o el fluido refrigerante cuando se requiere enfriar, los ambientes acondicionados. En este caso solo se trata de enfriar.

- Ciclo de refrigeración: En aire acondicionado puede ser utilizada la refrigeración mecánica o refrigeración por absorción.

  Si utilizamos el ciclo de refrigeración mecánica la planta térmica estará conformada por los siguientes elementos: Compresor mecánico [1], Condensador [2], Válvula de expansión [3] y Serpentina evaporadora o Evaporador [4].

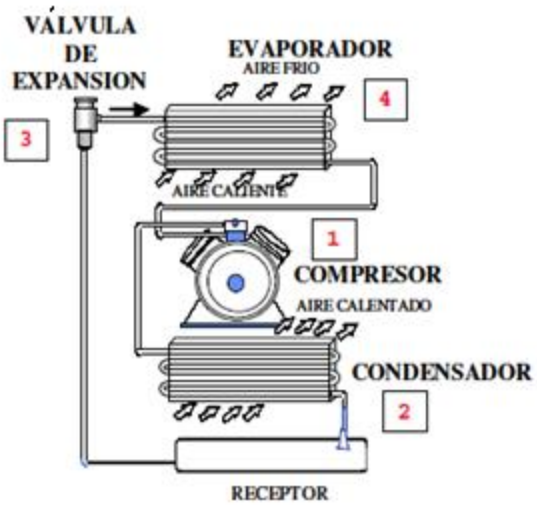



**Figura 6:** Ciclo de compresión-máquina frigorífica

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

2 - Planta de tratamiento: Cumple las funciones de mezclado del aire (aire exterior y recirculado), filtrado, calentamiento o enfriamiento, humectación, o deshumectación e impulsión.

La planta de tratamiento está conformada por: Cámara de mezcla [1], Panel de filtros [2], Serpentina de calefacción [3], Humidificador (si es necesario) [4], Serpentina de refrigeración [5], Deshumidificador (si es necesario) [6] y Ventilador de impulsión [7].

3 - Canalizaciones: Son las encargadas de transportar a través de un circuito de cañerías el fluido calefactor (agua caliente o vapor a baja presión) o refrigerante (agua fría o gas refrigerante), desde la planta térmica hasta la planta de tratamiento.

Además, son las encargadas de transportar, a través de conductos, el aire tratado desde la planta de tratamiento hasta los equipos terminales, ubicados dentro del local, (aire de mando o aire de alimentación), el aire de recirculación desde el local hacia la planta de tratamiento (aire de retorno) y el aire de ventilación o renovación desde el exterior hacia la planta de tratamiento, (aire exterior).

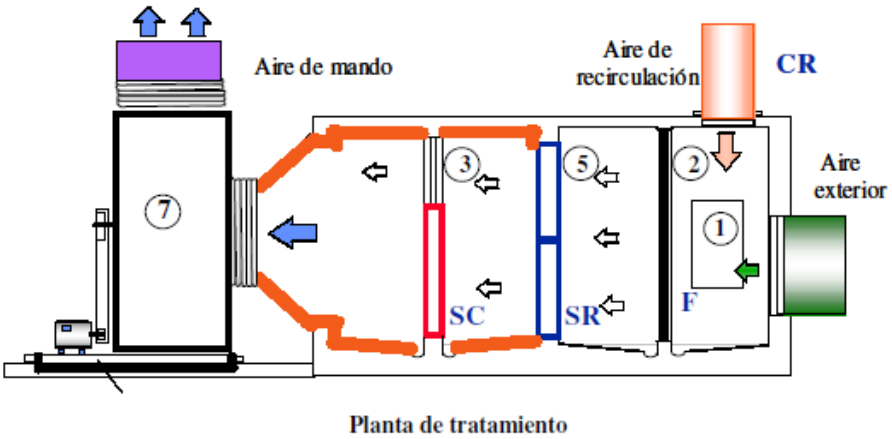



**Figura 7:** Planta de tratamiento

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

4 - Equipos terminales: Son los elementos (difusores, rejas, etc.) encargados de inyectar o extraer el aire de los locales.

### 4.5.2. Selección de sistemas

Para realizar una selección adecuada de los distintos sistemas de acondicionamiento del aire se puede utilizar los siguientes criterios de factores constructivos:

- Desarrollo constructivo: El desarrollo preponderantemente horizontal o vertical del edificio, espacios que se disponga para las instalaciones, etc.
- Flexibilidad del edificio: El destino de los locales, sus dimensiones, puede ser fijo o variar de acuerdo a los distintos requerimientos, (Plantas libres sin destino fijo por ejemplo).
- Requerimientos de ventilación o renovación de aire: Las necesidades del requerimiento de ventilación de los locales dependen del destino, (por ejemplo una sala de cirugía requiere 100 % de renovación del aire) y de la cantidad de personas que las ocupen.
- Exigencias de los valores de temperatura y humedad relativa a mantener: Los parámetros higrotérmicos pueden ser muy estrictos cuando tratamos aire para un determinado proceso industrial, (por ejemplo un laboratorio donde se fabrican pastillas efervescentes).
- Funcionamiento del edificio: Si el edificio funciona en forma continua o discontinua, (básicamente es la permanencia de las personas dentro del local).
- Función del edificio: Dependerá si tratamos aire para una industria, oficina, hotel, hospital, vivienda, etc.
- Ubicación geográfica del edificio: La latitud y altitud definen por ejemplo los parámetros interiores y exteriores de temperatura y humedad.
- Características del entorno: El entorno determina sombras sobre el edificio, vientos, asoleamientos, etc.
- Infraestructura existente: La existencia de redes de servicios, electricidad, gas, agua, combustibles, etc.
- Costo total: Incluye siempre el costo de la instalación, operación y el de mantenimiento del sistema de aire acondicionado.

### 4.5.3. Instalación de aire acondicionado

1- Sistema individual – Expansión directa

Se los utiliza donde los requerimientos de bienestar son estándar, (sin requerimientos precisos de humedad ambiente), cuando es necesario flexibilidad o zonificación de los locales tratados (Díaz & Barreneche, 2005).

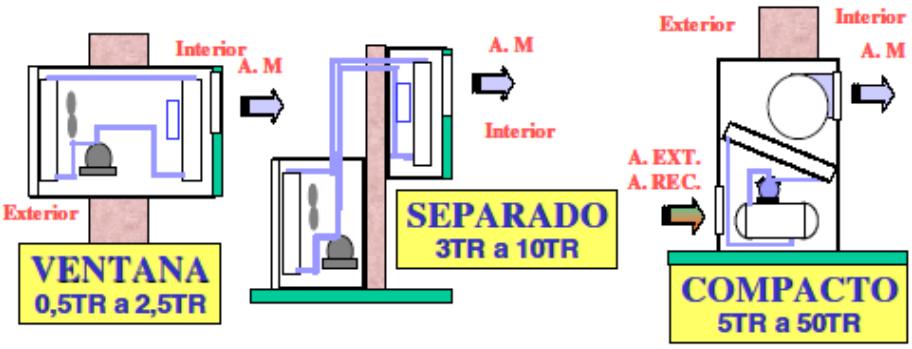



**Figura 8:** Sistema individual – Expansión directa

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

Ventajas

- Bajo costo de instalación, los equipos son de fabricación estándar (prefabricados).
- No requieren grandes espacios para la sala de máquinas, ni instalaciones especiales.
- Buena distribución del aire y satisfacción de los requisitos térmicos para los equipos auto contenidos, (en caso de utilización de conductos de alimentación y retorno).
- Posibilidad de zonificación e independización de distintos sectores o plantas del edificio.

Desventajas

- Capacidad frigorífica y caudal de aire limitada, especialmente en los equipos ventana y separados.
- Alcance reducido en los equipos del tipo ventana y separados y en los auto contenidos cuando se los utiliza sin conductos (aproximadamente 5 metros).
- Duración limitada, dada su fabricación en serie.
- Alto costo operativo, en especial en los equipos tipo ventana.
- Alto costo de mantenimiento, en razón de la cantidad necesaria de equipos a instalar.
- Poca satisfacción de los requisitos térmicos necesarios.
- Para el caso de equipos auto contenidos y de capacidad frigorífica relativamente importante se requiere la instalación de una planta térmica para el ciclo invierno.
- Limitación en los porcentajes de aire exterior a utilizar.

2- Sistema central – Expansión directa

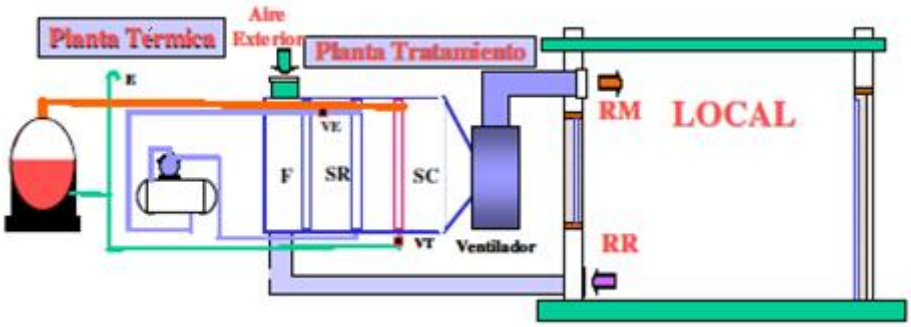



**Figura 9:** Sistema central – Expansión directa

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

Ventajas

- Buena distribución del aire y plena satisfacción de los requisitos higrotérmicos deseados.
- Bajo costo de la instalación respecto de los sistemas mixtos.
- Capacidad frigorífica y caudal ilimitada.
- Bajo costo de mantenimiento, por estar todos sus componentes concentrados en una única sala de máquinas.
- Mayor vida útil.
- No existe limitación en cuanto al porcentaje de aire exterior a utilizar.

Desventajas

- Requiere la utilización de grandes espacios para la ubicación de conductos y sala de máquinas.
- No existe la posibilidad de zonificar distintos sectores del edificio, en función de sus necesidades, (horarios, ocupación, orientación, etc.), para el sistema central de volumen constante.
- Está limitado el volumen a impulsar por el sistema de volumen variable, debe cumplirse las condiciones de ventilación.

3- Sistema mixto – Sistema de refrigerante variable (VRV) – Expansión directa

El sistema VRV está limitado en sus costos de adquisición y renovación del aire ambiente. Es casi la única alternativa cuando se quiere acondicionar un edificio existente que no cuenta con los espacios, o no se pueden generar por tener la construcción un carácter histórico por ejemplo.

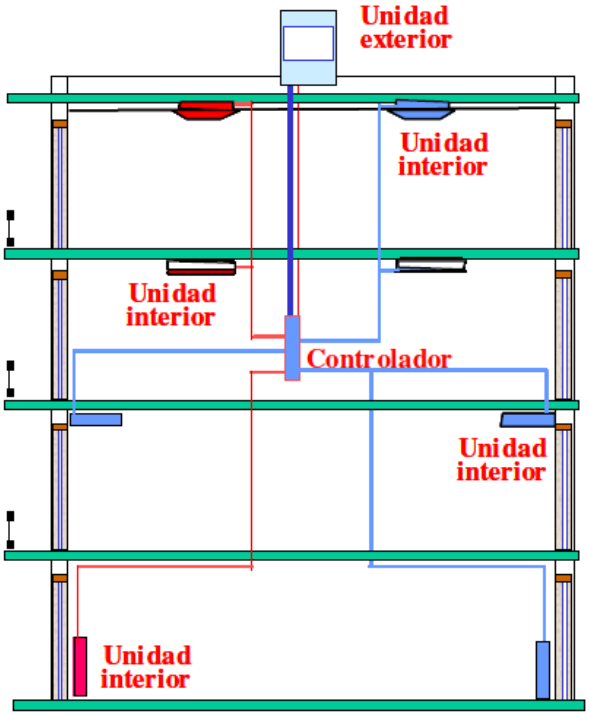



**Figura 10:** Sistema mixto – Sistema de refrigerante variable (VRV) – Expansión directa

**Fuente:** Díaz & Barreneche, 2005

Ventajas

- Plena satisfacción de requisitos térmicos.
- Capacidad frigorífica y caudal de aire ilimitado.
- No existe limitación respecto del porcentaje de aire exterior a utilizar. (Se debe cumplimentar con un sistema de ventilación con recuperación de calor).
- No requiere grandes espacios para el desarrollo de conductos y/o cañerías. No requiere grandes espacios en sala de máquinas.
- Si bien su costo inicial es superior, teniendo en cuenta los costos de operación y mantenimiento, lo hace equivalente con otros sistemas. Al ser un sistema modular, tiene una buena seguridad ante fallas.
- Al no utilizar un fluido caloportador, no existen inconvenientes con las pérdidas de agua.

- Sistema de control inteligente. Su regulación se hace por control remoto directamente por el usuario.
- Permite flexibilidad total (zonificación y regulación).
- Variedad de equipos terminales.

Desventajas

- Tiene un mayor costo inicial.
- La mayor complejidad del sistema requerirá personal más capacitado técnicamente, para las tareas de mantenimiento.
- A pesar de no existir suficiente información estadística, su vida útil es inferior a otros sistemas.
- Alto costo de mantenimiento. Si se produce una pérdida de gas refrigerante en las cañerías y aunque las modernas técnicas de pruebas y control de calidad lo hacen muy improbable, su localización y reparación podría ser muy laboriosa. Como las unidades terminales se distribuyen en los distintos locales, es necesario el tendido de un sistema de cañerías para el drenaje del condensado.
- El sistema debe cumplimentarse con otro que permita la renovación del aire interior.

### 4.5.3. Conveniencia de utilización entre un sistema central y uno individual:

La tendencia actual en acondicionamiento de aire es la de utilizar los sistemas individuales o semi-centralizadas frente a un sistema central. Sobre todo donde se tiene distintos usuarios, (propiedad horizontal, edificio de oficina, locales comerciales, etc.).

Los motivos fundamentales, (las desventajas del sistema), son que con el sistema central es difícil:

a) Satisfacer las necesidades particulares de los distintos locales (zonificación, horarios, etc.). El acondicionamiento de aire individual tiene la ventaja que puede hacerse funcionar cuando el usuario lo requiera y puede ser regulada en función de su gusto particular, si bien puede no satisfacer totalmente las necesidades de confort.

b) Asegurar al usuario los reales costos de funcionamiento. En el sistema individual, o semicentralizada, por el contrario, realmente paga lo que consume y, además, desembolsa sus propios gastos de reparación (Díaz & Barreneche, 2005).

# 5.- MATERIALES Y MÉTODOS

## 5.1 Materiales

Los materiales que se utilizaron para poder llevar a cabo esta investigación fueron los siguientes:

- Planos del local para hacer el levantamiento de las cargas térmicas
- Material bibliográfico de cálculo
- Catálogos de dispositivos de aire acondicionado disponibles en el mercado

## 5.2 Métodos

Para realizar el sistema de climatización en las oficinas de la segunda planta del GAD Marcabelí, en primer lugar se procede a determinar los parámetros fundamentales del edificio y de las condiciones climáticas, esto se logra realizando una visita al sector, y utilizando referencias bibliográficas relacionadas con información útil del sector. Para luego utilizando las ecuaciones de cálculo de carga térmica planteadas en éste documento, proceder a determinar las cargas del local.

Al calcular las cargas térmicas es necesario conocer los siguientes parámetros:

- Parámetros fundamentales del sector
    - Temperatura y humedad exterior
    - Ubicación geográfica
- Parámetros constructivos y funcionamiento del local
    - Planos arquitectónicos del local y sus características constructivas
    - Destino de funcionamiento del local
    - Número de personas que laboran y visitan el local
    - Dispositivos eléctricos aportadores de calor al local
- Parámetros de diseño contenidos en normas

- Temperaturas de diseño
- Humedad relativa de diseño
- Calidad del aire interior
- Grado de ventilación

Con estos datos es posible aplicar las ecuaciones de cálculo de cargas térmicas del local y determinar la potencia de refrigeración.

Para seleccionar el sistema de aire acondicionado que mantendrá los parámetros de confort, se debe tener en cuenta que el sistema se debe adaptar a las condiciones constructivas del local, brindar ahorro energético, facilidad en el control de sus características térmicas y no ocupar grandes espacios.

Para nuestro caso se seleccionará un sistema VRV (Volumen de Refrigerante Variable), el cual es un sistema que no requiere sistema de ductos, es mayormente manejable, va acompañado de un compresor con tecnología inverter capaz de controlar eficientemente la temperatura del local, sin desperdiciar energía innecesaria en el trabajo.

Con la finalidad de facilitar los procesos de dimensión del sistema, se procede a dividir el local en tres secciones con sus respectivos cálculos generales de cada sección.

La dimensión de los equipos de aire acondicionado se hacen de acuerdo a la potencia de refrigeración y al tipo de sistema de aire acondicionado, en este caso será un sistema de acondicionamiento VRV, los equipos que compondrán este sistema deberán ser de marcas conocidas que brinden garantías de funcionamiento, se encuentren a precios aceptables, sean eficientes en el funcionamiento, y que se mantengan a la vanguardia de la tecnología. Siempre y cuando cumpla con los requerimientos del local.

El siguiente diagrama muestra el proceso que se debe seguir para poder realizar el cálculo y diseño del sistema de climatización:

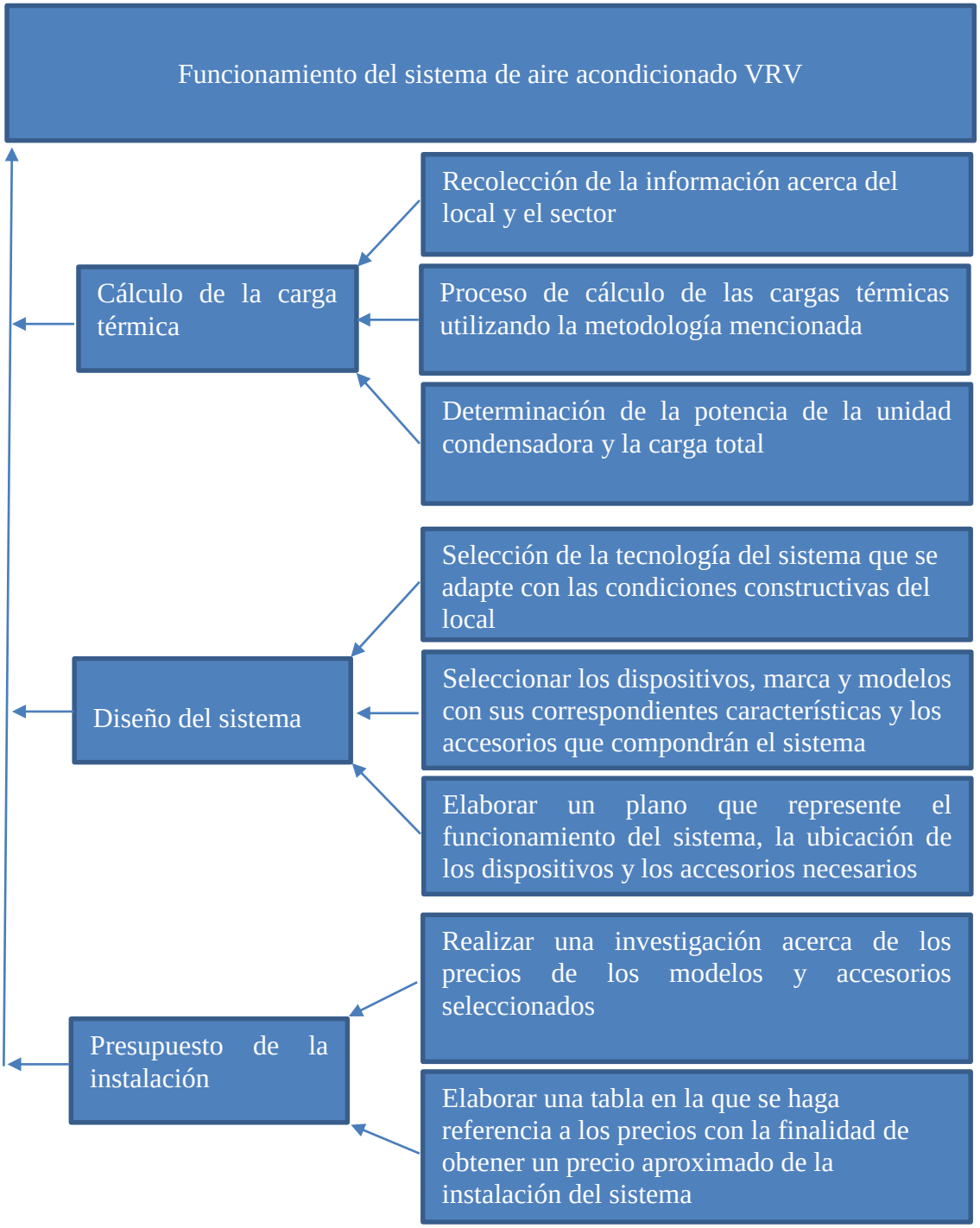



**Figura 11:** Resumen del funcionamiento del sistema de aire acondicionado VRV

**Fuente:** El Autor

# 6.- RESULTADOS

## 6.1. Descripción del objeto de estudio con fines de diseño del Sistema de Aire Acondicionado

### 6.1.1. Descripción general del sector

El GAD Marcabelí cuenta con tres plantas dedicadas al funcionamiento público. En la segunda planta (centro de nuestro interés) funciona: Avalúos y Catastros, Ordenamiento Territorial, Tránsito (matriculación vehicular), Contabilidad del GAD, Director Financiero, Asesor Jurídico, Director de Obras Públicas. El horario de labores es de 8:00 H a 17:30 H.

El cantón Marcabelí está ubicado en la parte alta de la provincia de El Oro, al sur de la costa ecuatoriana posee un clima entre los 16 y 22 °C y es conocido como "Edén de los Andes".
Su superficie es de 148 $Km^2$, su posición es: 79° 48" longitud Oeste, 3° 44" latitud Sur, se encuentra ubicado a una altura de 540 m.s.n.m aproximadamente, el clima del sector es Tropical-Seco (Machala, 2013).

Su humedad relativa oscila entre los 75 y 95 % (weather, 2016)

### 6.1.2. Aspectos constructivos del local a climatizar

La zona a climatizar son oficinas pertenecientes a la segunda planta del GAD Marcabelí, ubicadas en la parte central del cantón al lado del Parque a la Madre.

Las características de construcción son las siguientes:

a. La superficie total de las oficinas es de 180 $m^2$, su edificación es de hormigón armado.
b. La construcción de las paredes es de ladrillo cubierto con cemento enlucidas, el espesor de las paredes del frente es de 15 centímetros y el espesor de las paredes interiores es de 10 centímetros. La altura del local es de 2.8 metros. Las paredes tienen un color claro y la superficie tiene un acabado medio.
c. Las ventanas son de vidrio claro enmarcadas en aluminio, las ventanas frontales tienen cortinas de tela clara.

d. No existen edificios de igual o mayor altura cerca del edificio que le puedan producir sombra.
e. En las oficinas existen focos ahorradores de 18 W marca PHILIPS luz blanca cálida.
f. El piso es una losa de hormigón con recubrimiento de porcelanato
g. La cubierta es una losa de hormigón con vigas perdidas en la losa de espesor de 20 centímetros.
h. Existen 18 computadores y 3 impresoras
i. En las oficinas laboran 20 personas, y un promedio de 25 personas lo visitan a diario

El día de proyecto se tomaría el 10 de abril a las 15:00 H, por registrar la temperatura más alta del año, ver el anexo 4.

### 6.1.3. Condiciones de diseño

**Condiciones de diseño exterior (CDE)**

Temperatura exterior $T_E$= 30.5 °C, ver anexo 4.

Humedad relativa exterior W= 85% (weather, 2016)

**Condiciones de diseño interior según (RITE, Tabla 1.4.1.1)**

Temperatura interior $T_I$= 24 °C (ver capítulo 2)

Humedad relativa interior $W_I$= 50% (ver tabla 2)

El plano arquitectónico del local a climatizar se encuentra en el anexo 2.1

## 6.2 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

### 6.2.1. SECCIÓN 1

A. Carga sensible del local

**A1. Cálculo de la carga por radiación de ventanas**

Se utiliza la ecuación 6 del apartado 4.3:

$$Q_{SR} = S \times R \times f$$

Ventana $V_1$ sección 1 NO (Noroeste)

S= 9.18 $m^2$ (Área de la ventana NO ver anexo 2.1)

R= 360 kcal/$hm^2$ = 418.7 W/$m^2$ (Radiación solar por cristal. Tabla 15, anexo 1. 0° latitud sur, del 20 de abril al 20 de agosto, a las 15 H, orientación NO)

f= 0.56 (Factor de atenuación del cristal. Tabla 17 anexo 1, considerando vidrio ordinario, color claro, con persiana interior.)

$$Q_{SR} = 9.18\, m^2 \times 418.7\, W/m^2 \times 0.56 = 2152 \text{ W}$$

**A2. Cálculo debido a la radiación y transmisión a través de paredes, techo y pisos.**

Se utiliza la ecuación 7 del apartado 4.3.:

$$Q_{STR} = K \times S \times (DTE)$$

Pared NO (Noroeste)

S= 5.94 $m^2$ (Área de la pared NO, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global K, Tabla 23 con ladrillo de paramento ligero con un peso de 156 kg/$m^2$ y enlucido de arena)

DTE= 10.24 °C (Diferencia equivalente de temperatura corregida, se aplica la ecuación 7.1 ya que no cumple con los requerimientos de la tabla 18.)

a= - 3.5

Con una diferencia de temperatura de 6.5 °C, en la tabla 24 anexo 1 se encuentra un valor entre 6 y 8 °C con una interpolación.

Δtem= 17.3 °C

En la tabla 18, a las 15 H. Con la orientación de la pared NO, latitud sur y tomando en cuenta el peso de la pared se determina el valor de Δtem con una interpolación.

Δtes= 6.25 °C

En la tabla 18, la pared se considera a la sombra, con la hora de proyecto y considerando el peso de la pared se determina el valor de Δtes con una interpolación.

$R_s$ = 423 Kcal/h $m^2$

De la tabla 26 se toman los datos de proyecto y se determina el valor

$R_m$= 344 Kcal/h $m^2$

Se la considera un valor fijo de acuerdo con la ecuación 7.1 y la tabla 26

b= 0.55

Coeficiente de opacidad de la pared, para nuestro caso color claro

$$Q_{STR} = 5.94\, m^2 \times 2.26\, W/m^2{}^\circ C \times 10.24\, {}^\circ C = 137.5\, W$$

**A3. Calor debido a la transmisión a través de paredes y techos interiores**

Para esta partida se utiliza la ecuación 8 del apartado 4.3:

$$Q_{ST} = S \times K \times \Delta t$$

Pared NE (Noreste)

S= 25.5 $m^2$ (Área de la pared NE colindante con un departamento independiente ver el anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (El coeficiente de transmisión global K de la pared se mantiene por ser la misma pared ya calculado.)

Δt= 3.5°C (Salto térmico entre la temperatura de diseño interior 24°C y la temperatura de pasillo 27.5 °C que es la temperatura exterior rebajada 3 °C.)

$Q_{ST} = 25.5\ m^2 \times 2.26\ W/m^2\ °C \times 3.5°C = 201.7\ W$

Pared SE (Sureste)

S= 12.6 $m^2$ (Área de la pared considerando a la puerta parte de esta área, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (El coeficiente de transmisión global K de la pared se mantiene por ser la misma pared.)

Δt= 3.5 °C (Salto térmico entre la temperatura de diseño interior 24°C y la temperatura de pasillo 27.5 °C que es la temperatura exterior rebajada 3°C.)

$Q_{ST} = 12.6\ \mathrm{m}^2 \times\ 2.26\ \mathrm{W/m}^2\ °\mathrm{C} \times 3.5°\mathrm{C}$= 100 W

Ventana $V_4$ SE (sureste)

S= 2.52 $m^2$ (Área de la ventana $V_4$, ver anexo 2.1)

K= 5.5 kcal/h $m^2$ °C = 6.4 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión del vidrio sencillo, chasis simple ver tabla 27 anexo 1)

Δt= 3.5°C (Salto térmico entre la temperatura de diseño interior 24°C y la temperatura de pasillo 27.5°C que es la temperatura exterior rebajada 3°C.)

$Q_{ST} = 2.52\ \mathrm{m}^2 \times\ 6.4\ \mathrm{W/m}^2\ °\mathrm{C} \times 3.5°\mathrm{C}$= 56.4 W

Nota: La pared SO de la sección 1 no se la considera en el cálculo ya que se supone la misma temperatura de diseño interior en la sección 2.

**A4. Calor sensible debido a aire de infiltración**

Utilizamos la ecuación 9 del apartado 4.3:

$Q_{SI} = 0.34 \times Vi \times \Delta t$

Vi= 90 $m^3$/h (Caudal de infiltración con un número de personas de 15 en la sección 1, una puerta. Aplicamos un valor de la tabla 21 correspondiente a la temperatura de proyecto interior.)

Δt= 6.5°C (Diferencia de temperatura exterior e interior de diseño)

$Q_{SI} = 0.34 \times 90\ \mathrm{m}^3/h \times 6.5°C$= 199 W

**A5. Calor sensible generado por personas**

Utilizamos la ecuación 10 del apartado 4.3:

$$Q_{SP} = n \times O_S$$

n= 15 personas (Número de personas que ocupan la sección 1 del local, teniendo en cuenta el día del proyecto y que esté a su capacidad máxima.)

Os= 70 W (Valor tomado de la tabla 22 temperatura interior de 24 °C, Labor de oficinas.)

$$Q_{SP} = 15 \times 70\ W = 1050\ W$$

**A6. Carga generada por la iluminación**

Focos ahorradores considerados como fluorescentes en la sección 1 existen 8 focos de 18 W.

Utilizamos la ecuación 12 del apartado 4.3:

$$Q_{SIL} = 1.25 \times I$$

I= 8 focos por 18 W de potencia= 144 W

$$Q_{SIL} = 1.25 \times 144\ W = 180\ W$$

**A7. Calor generado por los equipos de cómputo de la sección 1**

Aplicando las tablas 28 y 29 seleccionamos el tipo de computadoras e impresoras existentes en el local en relación a la tabla por el número de computadoras existentes.

En la sección 1 existen 5 computadoras de escritorio y 3 impresoras que de acuerdo a las tablas 28 y 29 se dará un valor promedio de 73 W y 137 W respectivamente.

$$Q_A = 776\ W$$

B. Carga latente

**B1. Calor latente debido a infiltraciones**

Se utiliza la ecuación 13 del apartado 4.3:

$$Q_{LI} = 0.83 \times Vi \times \Delta W$$

Vi= 90 $m^3$/h (Caudal de infiltración con un número de personas de 15 en la sección 1, una puerta. Aplicamos un valor de la tabla 21 correspondiente a la temperatura de proyecto interior.)

ΔW= 14.4 gw/kga

Para el cálculo de ΔW se hace necesario la utilización del diagrama psicrométrico, en el cual se necesitan los siguientes datos:

- Temperatura de diseño exterior o bulbo seco 30.5 °C
- Humedad relativa exterior
- Humedad relativa interior

Del diagrama psicrométrico anexo 3 se obtienen los siguientes valores:

$W_1$= 23.8 gw/kga

$W_2$= 9.4 gw/kga

ΔW= 14.4 gw/kga

$$Q_{LI} = 0.83 \times 90\text{m}^3/\text{h} \times 14.4\ \text{gw/kga} = 1075\ W$$

**B2. Calor latente por personas**

Con la ecuación 14 se obtendrá:

$$Q_{LP} = n \times O_L$$

n= 15 personas

$O_L$= 58 W (Calor latente a 24 °C, ver tabla 22)

$$Q_{LP} = 15\ persona \times 58\ W = 870\ W$$

**Carga sensible total ($Q_S$)**

De la ecuación 15 se obtendrá:

$Q_S$ = 4852.6 W

**Carga latente total ($Q_L$)**

De la ecuación 16 se obtendrá:

$Q_L$= 1945 W

**A9. Calor sensible de aire de ventilación**

Utilizando la ecuación 17 se obtendrá:

$$Q_{SV} = 0.34 \times f \times Vv \times \Delta t$$

Vv= 45 $m^3$/h (Caudal volumétrico de ventilación. De la tabla 14, según RITE se escoge IDA 2 Aire de buena calidad, que comprende a oficinas.)

Δt= 6.5 °C

f= 0.3 (Factor de by-pass, tabla 30 anexo 1)

$$Q_{SV} = 0.34 \times 0.3 \times 45 m^3/h \times 6.5\ °C = 30\ W$$

**B4. Calor latente de aire de infiltración**

Utilizando la ecuación 18 se obtendrá $Q_{LV}$:

$$Q_{LV} = 0.83 \times f \times Vv \times \Delta W$$

Vv= 45 $m^3$/h

ΔW= 14.4 gw/kga

f= 0.3 (Factor de by-pass, tabla 30 anexo 1)

$$Q_{LV} = 0.83 \times 0.3 \times 45\ m^3 \times 14.4 gw/kga = 161.4\ W$$

**Carga sensible efectiva parcial y latente efectiva parcial de la sección 1**

La ecuación 19 define a $Q_{SEP}$:

$$Q_{SEP} = 4852.6 + 30 = 4882.6\ W$$

La ecuación 20 define a $Q_{LEP}$:

$$Q_{LEP} = 1954 + 161.4 = 2106.4\ W$$

**Carga efectiva parcial total ($Q_{TOT}$):**

La ecuación 21 define la carga total de la sección 1:

$$Q_{TOT} = Q_{SEP} + Q_{LEP}$$

$$Q_{TOT} = 4882.6 + 2106.4$$

$$Q_{TOT} = 6989\ W$$

**6.2.2. SECCIÓN 2**

A. Carga sensible del local

**A1. Calor debido a radiación a través de ventanas**

Se utiliza la ecuación 6 del apartado 4.3:

$$Q_{SR} = S \times R \times f$$

Ventana $V_1$, sección 2 (NO) (Noroeste)

S= 6.37 $m^2$ (Área de la ventana $V_1$ sección 2, ver anexo 2.1)

R= 360 kcal/h $m^2$ = 418.7 W/$m^2$

f= 0.56

Los datos son similares a los de la sección 1 ventana $V_1$ por ser la misma ventana

$$Q_{SR} = 6.37\ m^2 \times 418\ W/m^2 \times 0.56 = 1494\ W$$

**A2. Calor de transmisión y radiación de paredes**

Se utiliza la ecuación 7 del apartado 4.3.

$Q_{STR} = K \times S \times (DTE)$

Pared NO (Noroeste)

S= 3.54 $m^2$ (Área de la pared NO, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$°C (Coeficiente de transmisión global de la pared K parámetro ya determinado.)

DTE= 10.24 °C (Diferencia de temperatura equivalente, al igual que la sección 1 se toma el mismo valor.)

$Q_{STR} = 3.54\ m^2 \times 2.26\ W/m^2 \times 10.24°C = 82\ W$

**A3. Calor debido a transmisión de paredes, ventanas internas**

Con la ecuación 8 se procede a determinar:

$Q_{ST} = S \times K \times \Delta t$

Pared SE (Sureste)

S= 17.47 $m^2$ (Área de la pared SE, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global de la pared K)

Δt= 3.5 °C (Diferencia de temperatura entre la Temperatura de diseño interior y la temperatura del pasillo.)

$Q_{ST} = 17.47\ m^2 \times 2.26\ W/m^2 \times 3.5°C = 138.2\ W$

Pared SO (Suroeste)

S= 6 $m^2$ (Área de la pared SO, ver anexo 2.1)

K= 2.26 W/$m^2$ (Coeficiente de transmisión global de la pared K)

Δt= 3.5 °C (Diferencia de temperatura entre la Temperatura de diseño interior y la temperatura del pasillo.)

$Q_{ST} = 6\,m^2 \times 2.26\,W/m^2 \times 3.5°C = 47.5\,W$

Pared NO (Noroeste)

S= 7.14 $m^2$ (Área de la pared NO, ver anexo 2.1)

K= 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global de la pared K)

Δt= 3.5 °C (Diferencia de temperatura entre la Temperatura de diseño interior y la temperatura del pasillo.)

$Q_{ST} = 7.14\,m^2 \times 2.26\,W/m^2 \times 3.5°C = 56.5\,W$

Pared NE (Noreste)

S= 2.8 $m^2$ (Área de la pared NE, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C

Δt= 3.5 °C

$Q_{ST} = 2.8\,m^2 \times 2.26\,W/m^2 \times 3.5°C = 22.2\,W$

Ventana $V_3$ SO (Suroeste)

S= 6. $m^2$ (Área de la ventana $V_3$, ver anexo 2.1)

K= 5.5 kcal/h $m^2$ °C = 6.3 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global de cristal K, vidrio sencillo, chasis simple. Ver la tabla 27.)

Δt= 3.5 °C (Diferencia de temperatura entre la Temperatura de diseño interior y la temperatura del pasillo.)

$Q_{ST} = 6\,m^2 \times 6.3\,W/m^2 \times 3.5°C = 132\,W$

**A4. Calor sensible debido a aire de ventilación**

Utilizando la ecuación 9 se procede:

$Q_{SI} = 0.34 \times Vi \times \Delta t$

Vi= 84 $m^3$/h (Aplicando la tabla 21 de acuerdo a las condiciones de proyecto por el número de personas y las puertas de la sección.)

Δt= 3.5 °C (Diferencia de temperatura entre la temperatura de diseño interior y la temperatura del pasillo, ya que las infiltraciones se darán por el pasillo.)

$Q_{SI} = 0.34 \times 84\, m^3/h \times 3.5\ °C = 100\ W$

**A5. Calor sensible generado por las personas**

Aplicando la ecuación 10 se obtiene $Q_{SP}$:

$Q_{SP} = n \times O_S$

n= 14 personas (Número de personas que ocupan la sección 2 del local, teniendo en cuenta el día del proyecto y que esté a su capacidad máxima.)

$O_S$= 70 W (Valor tomado de la tabla 22 temperatura interior de 24 °C, Labor de oficinas.)

$Q_{SP} = 14\ personas \times 70\ W = 980\ W$

**A6. Carga generada por la iluminación**

Aplicando la ecuación 12 se obtiene $Q_{SIL}$:

$Q_{SIL} = 1.25 \times I$

I= 144 W

En la sección 2 existen 8 focos ahorradores considerados fluorescentes de 18 W

$Q_{SIL} = 1.25 \times 144\ W = 180\ W$

**A7. Calor generado por los equipos de cómputo de la sección 2**

Aplicando las tablas 28 y 29 seleccionamos el tipo de computadoras e impresoras existentes en el local en relación a la tabla por el número de computadoras existentes.

En la sección 2 existen 4 computadoras de escritorio que de acuerdo a la tabla 28 se dará un valor promedio de 73 W

$Q_A = 292\ W$

B. Calor latente

**B1. Calor latente debido a infiltraciones**

Con la ecuación 13 se obtendrá $Q_{LI}$:

$$Q_{LI} = 0.83 \times Vi \times \Delta W$$

Vi= 84 $m^3$/h (Caudal de infiltración con un número de personas de 14 en la sección 1, una puerta. Aplicamos un valor de la tabla 21 correspondiente a la temperatura de proyecto interior.)

ΔW= 14.4 gw/kga

Los datos ya fueron calculados se repiten ya que el local experimenta las mismas condiciones.

$$Q_{LI} = 0.83 \times 84\ m^3 \times 14.4\ gw/kga = 1004\ W$$

**B2. Calor latente generado por las personas**

Aplicando la ecuación 14 se obtiene $Q_{LP}$:

$$Q_{LP} = n \times O_L$$

n= 14 personas

$O_L$= 58 W (Calor latente generado por personas, ver tabla 22.)

$$Q_{LP} = 14\ personas \times 58\ W = 812\ W$$

**Carga sensible total ($Q_S$)**

$Q_S$= 3524.4 W

**Carga latente total ($Q_L$)**

$Q_L$= 1816 W

**A9. Calor sensible de aire de ventilación**

Con la ecuación 17 se obtendrá $Q_{SV}$:

$$Q_{SV} = 0.34 \times f \times Vv \times \Delta t$$

f= 0.3 (Factor de by-pass, tabla 30 anexo 1)

Vv= 45 $m^3$/h

Los datos ya fueron calculados anteriormente

Δt= 6.5 °C (Salto térmico entre temperatura exterior y la temperatura interior de diseño)

$$Q_{SV} = 0.34 \times 0.3 \times 45\ m^3 \times 6.5\ °C = 30\ W$$

**B4. Calor latente de aire de infiltración**

Con la ecuación 18 se obtendrá $Q_{LV}$:

$$Q_{LV} = 0.83 \times f \times Vv \times \Delta W$$

f= 0.3 (Factor de by-pass, tabla 30 anexo 1)

Vv= 45$m^3$/h

ΔW= 14.4 gw/kga

$$Q_{LV} = 0.83 \times 0.3 \times 45\ m^3 \times 14.4\ gw/kga = 161.3\ W$$

**Carga sensible efectiva parcial y latente efectiva parcial de la sección 2**

La ecuación 19 define a $Q_{SEP}$:

$$Q_{SEP} = 3524.4\ W + 30\ W = 3554.4\ W$$

La ecuación 20 define a $Q_{LEP}$:

$$Q_{LEP} = 1816\ \mathrm{W} + 161.4\ W = 1977.4\ W$$

**Carga efectiva parcial total ($Q_{TOT}$):**

La ecuación 21 define la carga total de la sección 2:

$$Q_{TOT} = Q_{SEP} + Q_{LEP}$$

$$Q_{TOT} = 3554.4 + 1977.4$$

$$Q_{TOT} = 5531.8\ W$$

### 6.2.3. SECCIÓN 3

A. Carga sensible del local

**A1. Cálculo de la carga por radiación de ventanas**

Se utiliza la ecuación 6 del apartado 4.3.

$$Q_{SR} = S \times R \times f$$

Puerta de doble hoja (NO) se considera como Ventana (NO)

S= 3.705 $m^2$ (Área de la puerta considerada ventana NO, ver anexo 2.1)

R= 485 $W/m^2$ (Radiación solar por cristal. Tabla 15, anexo 1. 0° latitud sur, del 20 de abril al 20 de agosto, a las 15 H, orientación NO)

f= 0.56 (Factor de atenuación del cristal. Tabla 17 anexo 1, considerando vidrio sencillo, color claro, con persiana interior.)

$$Q_{SR} = 3.705\, m^2 \times 485\, W/m^2 \times 0.56 = 1006 \text{ W}$$

Ventanas $V_5$, $V_6$, $V_7$ Y $V_8$. SO (Suroeste)

S= 14.4 $m^2$ (Suma de las áreas de las ventanas $V_5$, $V_6$, $V_7$, $V_8$, del sector SO del edificio, ver anexo 2.1)

R= 85 $W/m^2$ (Radiación solar por cristal. Tabla 15, anexo 1 condiciones de proyecto utilizadas 0° latitud sur, 15 H, orientación SO)

f= 0.56 (Factor de atenuación del cristal. Tabla 17 anexo 1, considerando vidrio sencillo, color claro, con persiana interior.)

$$Q_{SR} = 14.4\, m^2 \times 85\, W/m^2 \times 0.56 = 685.5 \text{ W}$$

**A2. Cálculo debido a la radiación y transmisión a través de paredes, techo y pisos.**

Se utiliza la ecuación 7 del apartado 4.3.

$Q_{STR} = K \times S \times (DTE)$

Pared (NO)

S= 6.7 $m^2$ (Área de la pared NO, restando el área de la puerta de doble hoja, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global K, Tabla 23 con ladrillo de paramento ligero con un peso de 156 kg/$m^2$ y enlucido de arena)

DTE= 10.24 °C

Diferencia equivalente de temperatura corregida, se aplica la ecuación 7.1 ya que no cumple con los requerimientos de la tabla 18. Debido a tener la orientación NO el cálculo ya se ha realizado en la sección 1.

$Q_{STR} = 6.7\ m^2 \times 2.26\ W/m^2 °C \times 10.24\ °C = 155\ W$

Pared (SO) Exterior

S= 34.2 $m^2$ (Área de la pared SO restando el área de las ventanas $V_5$, $V_6$, $V_7$, $V_8$, ver anexo 2.1.)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ (El coeficiente de transmisión global K de la pared se mantiene por ser el mismo tipo de pared.)

DTE= 3.28 °C

Diferencia equivalente de temperatura corregida, se aplica la ecuación 7.1 ya que no cumple con los requerimientos de la tabla 18.

a= - 3.5

Con una diferencia de temperatura de 6.5 °C, en la tabla 24 anexo 1 se encuentra un valor entre 6 y 8 °C con una interpolación.

Δtem= 9.17 °C

En la tabla 18, a las 15 H. con la orientación de la pared SO, latitud sur y tomando en cuenta el peso de la pared se determina el valor de Δtem con una interpolación.

Δtes= 6.25 °C

En la tabla 18, la pared se considera a la sombra, con la hora de proyecto y considerando el peso de la pared.

$R_s$ = 113 Kcal/h $m^2$

De la tabla 26 se toman los datos de proyecto y se determina el valor

$R_m$= 339 Kcal/h $m^2$

Se la considera un valor fijo de acuerdo con la ecuación 7.1 y la tabla 25

b= 0.55

Coeficiente de opacidad de la pared, para nuestro caso color claro

$$Q_{STR} = 34.2\ m^2 \times 2.26\ W/m^2°C \times 3.28\ °C = 253.51\ W$$

Pared (NE) Exterior

S= 12.1 $m^2$ (Área de la pared NE, ver anexo 2.1)

K= 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global K de la pared)

DTE= 4.83 °C

Diferencia equivalente de temperatura corregida, se aplica la ecuación 7.1 ya que no cumple con los requerimientos de la tabla 18.

a= - 3.5

Con una diferencia de temperatura de 6.5 °C, en la tabla 24 anexo 1 se encuentra un valor entre 6 y 8 °C con una interpolación.

Δtem= 10.9

En la tabla 18, a las 15 H. con la orientación de la pared NO, 0° latitud sur y tomando en cuenta el peso de la pared se determina el valor de Δtem con una interpolación.

Δtes= 6.25 °C

En la tabla 18, la pared se considera a la sombra, con la hora de proyecto y considerando el peso de la pared.

$R_s$ = 344 Kcal/h $m^2$

De la tabla 26 se toman los datos de proyecto y se determina el valor

$R_m$= 423 Kcal/h $m^2$

Se la considera un valor fijo de acuerdo con la ecuación 7.1 y la tabla 25

b= 0.55

Coeficiente de opacidad de la pared, para nuestro caso color claro

$$Q_{STR} = 12.1\ m^2 \times 2.26\ W/m^2 \times 4.83°C = 132\ W$$

Pared (SE) exterior

S= 16.55 $m^2$ (Área de la pared SE, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (Coeficiente de transmisión global K de la pared)

DTE= 2.86 °C (Diferencia equivalente de temperatura corregida, se aplica la ecuación 7.1 ya que no cumple con los requerimientos de la tabla 18.)

a= - 3.5

Con una diferencia de temperatura de 6.5 °C, en la tabla 24 anexo 1 se encuentra un valor entre 6 y 8 °C con una interpolación.

Δtem= 6.9

En la tabla 18, a las 15 H. con la orientación de la pared SE, 0° latitud sur y tomando en cuenta el peso de la pared se determina el valor de Δtem con una interpolación.

Δtes= 6.25 °C

En la tabla 18, la pared se considera a la sombra, con la hora de proyecto y considerando el peso de la pared.

$R_s$ = 113 Kcal/h $m^2$

De la tabla 26 se toman los datos de proyecto y se determina el valor

$R_m$= 344 Kcal/h $m^2$

Se la considera un valor fijo de acuerdo con la ecuación 7.1 y la tabla 25

b= 0.55

Coeficiente de opacidad de la pared, para nuestro caso color claro

$$Q_{STR} = 16.55\ m^2 \times 2.26\ W/m^2 \times 2.86°C = 107.3\ W$$

**A3. Calor debido a la transmisión a través de paredes y techos interiores**

Para esta partida se utiliza la ecuación 8 del apartado 4.3.

$$Q_{ST} = S \times K \times \Delta t$$

Pared NE

S= 29.7 $m^2$ (Área de la pared NE, ver anexo 2.1)

K= 1.96 kcal/h $m^2$ °C = 2.26 W/$m^2$ °C (El coeficiente de transmisión global K de la pared se mantiene por ser el mismo tipo pared.)

Δt= 3.5°C (Salto térmico entre la temperatura de diseño interior 24°C y la temperatura de pasillo 27.5°C que es la temperatura exterior rebajada 3°C.)

$$Q_{ST} = 29.7\ m^2 \times 2.26\ W/m^2\ °C \times 4°C = 235\ W$$

**A4. Calor sensible debido a aire de infiltración**

Utilizamos la ecuación 9 del apartado 4.3:

$$Q_{SI} = 0.34 \times Vi \times \Delta t$$

Vi= 270 $m^3$/h (Caudal de infiltración con un número de personas de 9 en la sección 3, cinco puertas. Aplicamos un valor de la tabla 21 correspondiente a la temperatura de proyecto interior.)

Δt= 6.5°C (Diferencia de temperatura exterior e interior de diseño)

$Q_{SI} = 0.34 \times 270\ \mathrm{m}^3/h \times 6.5°C$= 596.7 W

**A5. Calor sensible generado por personas**

Utilizamos la ecuación 10 del apartado 4.3:

$Q_{SP} = n \times O_S$

n= 9 personas (Número de personas que ocupan la sección 3 del local, teniendo en cuenta el día del proyecto y que esté a su capacidad máxima.)

Os= 70 W (Valor tomado de la tabla 22 temperatura interior de 24 °C, Labor de oficinas.)

$Q_{SP} = 9\ personas \times 70\ W = 630\ W$

**A6. Carga generada por la iluminación**

Focos ahorradores considerados como fluorescentes en la sección 3 existen 13 focos de 18 W.

Utilizamos la ecuación 12 del apartado 4.3.

$Q_{SIL} = 1.25 \times I$

I= 13 focos por 18 W de potencia = 234 W

$Q_{SIL} = 1.25 \times 234\ W = 292.5\ W$

**A7. Calor generado por los equipos de cómputo de la sección 3**

Aplicando las tablas 28 y 29 seleccionamos el tipo de computadoras e impresoras existentes en el local en relación a la tabla por el número de computadoras existentes.
En la sección 3 existen 9 computadoras de escritorio que de acuerdo a la tabla 28 se dará un valor promedio de 73 W

$Q_A = 657\ W$

B. Carga latente

**B1. Calor latente debido a infiltraciones**

Se utiliza la ecuación 13 del apartado 4.3:

$$Q_{LI} = 0.83 \times Vi \times \Delta W$$

Vi= 270 $m^3/h$

ΔW= 14.4gw/kga

$$Q_{LI} = 0.83 \times 270\ \mathrm{m^3/h} \times 14.4\ \mathrm{gw/kga} = 3227\ W$$

**B2. Calor latente por personas**

Con la ecuación 14 se obtendrá:

$$Q_{LP} = n \times O_L$$

n= 9 personas

$O_L$= 58 W (Calor latente a 24 °C ver tabla 22)

$$Q_{LP} = 9\ personas \times 58\ W = 522\ W$$

**Carga sensible total ($Q_S$)**

De la ecuación 15 se obtendrá:

$Q_S$= 4750.51 W

**Carga latente total ($Q_L$)**

De la ecuación 16 se obtendrá:

$Q_L$= 3749 W

**A9. Calor sensible de aire de ventilación**

Utilizando la ecuación 17 se obtendrá:

$Q_{SV} = 0.34 \times f \times Vv \times \Delta t$

Vv= 45 $m^3/h$ (Caudal volumétrico de ventilación. De la tabla 14, según RITE se escogerá IDA 2 Aire de buena calidad, que comprende a oficinas.)

Δt= 6.5 °C

$f$= 0.3 Factor de by-pass, tabla 30 anexo 1

$Q_{SV} = 0.34 \times 0.3 \times 45 m^3/h \times 6.5\ °C = 30\ W$

**B4. Calor latente de aire de infiltración**

Utilizando la ecuación 18 se obtendrá $Q_{LV}$:

$Q_{LV} = 0.83 \times f \times Vv \times \Delta W$

Vv= 45 $m^3/h$ (Caudal volumétrico de ventilación. De la tabla 14, según RITE se escogerá IDA 2 Aire de buena calidad, que comprende a oficinas.)

ΔW= 14.4 gw/kga

$f$= 0.3

$Q_{LV} = 0.83 \times 0.3 \times 45\ m^3 \times 14.4\ gw/kga = 161.3\ W$

**Carga sensible efectiva parcial y latente efectiva parcial de la sección 3**

La ecuación 19 define a $Q_{SEP}$:

$Q_{SEP} = 4750.5\ W + 30\ W = 4780.5\ W$

La ecuación 20 define a $Q_{LEP}$:

$Q_{LEP} = 3749\ W + 161.3\ W = 3910.4\ W$

La ecuación 21 define la carga total de la sección 3:

$$Q_{TOT} = Q_{SEP} + Q_{LEP}$$

$$Q_{TOT} = 4780.5\ W + 3910.4\ W$$

$$Q_{TOT} = 8690.9\ W$$

Carga sensible efectiva parcial y latente efectiva parcial del local en general

$$Q_{\ SEP} = 13217.5\ W$$

$$Q_{\ LEP} = 7994.2\ W$$

**Factor de calor sensible efectivo parcial ($F_{CSE}$)**

Para calcular el $F_{CSE}$, se utiliza la ecuación 23

$$F_{CSE} = \frac{(Q_{SEP})}{(Q_{SEP}\ +\ Q_{LEP})} = \frac{Q_{SEP}}{Q_{TE}}$$

$$F_{CSE} =\ 13217.5\ W\ /\ (13217.5\ W + 7994.2\ W)$$

$$F_{CSE} =\ 0.6231$$

**Determinación de la temperatura de rocío ($t_5$)**

Utilizando el diagrama psicrométrico, ver anexo 3 se obtendrá la $t_5$:

$t_5$= 5 °C

**Determinación del caudal de aire de mando (Cam).**

Utilizamos la ecuación 24:

$$\text{Cam} = \frac{Q_{SEP}}{0.337(1-f)(t_2 - t_5)}$$

$$\text{Cam} = \frac{13217.5}{0.337(1-0.3)(24-5)}$$

$$\text{Cam} = 2949 m^3/h$$

**Determinación del caudal de aire de retorno (Car).**

Con la ecuación 25 determinamos Car:

$$C_{ar} = C_{am} - C_{ae}$$

Donde:

$$C_{ae} = 0.2\ C_{am}$$

$$C_{ae} = 0.2 \times 2949\ m^3/h$$

$$C_{ae} = 589.8\ m^3/h$$

$$C_{ar} = 2949\ m^3/h + 589.8\ m^3/h$$

$$C_{ar} = 3538.8\ \ m^3/h$$

**Determinación de la temperatura del aire a la entrada de la unidad acondicionadora ($t_3$).**

Utilizamos la ecuación 26:

$$t_3 = \frac{C_{ae}}{C_{am}} \times (t_1 - t_2) + t_2$$

$$t_3 = \frac{589.8}{3538.8} \times (30.5 - 24) + 24$$

$$t_3 = 25.3\ °C$$

**Determinación de la temperatura del aire de la unidad acondicionadora a la Salida ($t_4$).**

Aplicamos la ecuación 27:

$$t_4 = f \times (t_3 - t_5) + t_5$$

$$t_4 = 0.3 \times (25.3 - 5) + 5$$

$$t_4 = 11.1°C$$

**Determinación de la potencia frigorífica de la unidad condensadora (N)**

Con la ecuación 28 y las temperaturas $t_3$ y $t_4$ logramos determinar las entalpías $h_3$ y $h_4$ respectivamente mediante el uso del diagrama psicrométrico, ver anexo 3.

$h_3$= 57 Kj/Kg = 13.62 kcal/kg

$h_4$= 30 Kj/Kg = 7.17 kcal/kg

$$N = 1.392 \times Cam \times (h_3 - h_4)$$

$$N = 1.392 \times 2949\ m^3/h \times (13.62\ Kcal/Kg - 7.17\ Kcal/Kg)$$

$N$ =26.47 kW = 90344.29 BTU/h

## 6.3 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE CLIMATIZACIÓN DE LA SEGUNDA PLANTA DEL GAD MARCABELÍ.

### 6.3.1. Consideraciones para la selección de los equipos de A.C.

- El GAD Marcabelí en general no cuenta con cielo falso, ni el espacio suficiente para instalarlo.
- Los drenajes se pueden hacer directamente a aguas lluvias
- No existe un lugar donde se puedan colocar unidades exteriores de grandes dimensiones.
- El techo de los pasillos puede servir para distribuir circuitos de cañerías siempre y cuando no tengan grandes dimensiones que dañen la fachada del local.
- Dispone del uso de la red eléctrica a 220 V, no cuenta con red trifásica.

Estas consideraciones se han determinado realizando una visita al GAD Marcabelí, en el anexo 8 se muestran imágenes de algunos aspectos del local.

Debido a estos motivos la selección de equipos de grandes dimensiones queda descartada, como lo es un sistema de A.C. central-expansión directa. En general estos sistemas están conformados por ductos encargados de la distribución del caudal de aire refrigerado, ocupando un gran espacio del techo, lo que haría necesario la instalación de cielo falso para ocultar sus instalaciones, sería un gasto adicional para efectuar la instalación.

Para que la fachada del edificio quede intacta y haya mayor control de las características térmicas del local se opta por la selección de un sistema de volumen de refrigerante variable (VRV). Con la ayuda del software de ingeniería City Multi®, el cual utiliza equipos de marca Mitsubishi®, los cuales se encuentran en nuestro medio, se procede a la selección de los equipos que compondrán la red del sistema.

La gama City Multi® se ha diseñado y fabricado según las normas más exigentes y ofrece los sistemas de aire acondicionado más fiables del mercado. Su instalación es simple y su mantenimiento es fácil. Esta gama le ofrece soluciones ideales en las que puede confiar para proteger su inversión (Mitsubishi Electric, 2010).

Vale aclarar que los equipos que esta marca ofrece y que van a ser utilizados en esta tesis sirven como referencia para una posible instalación futura, más no representa un impedimento para utilizar otra marca de dispositivos de climatización.

### 6.3.2. Distribución de cargas por zonas

Como la carga térmica se calculó en tres secciones de oficinas en los cuales el pasillo y los baños no se tomaron en cuenta ya que no representan una carga térmica considerable, la división del local en secciones se realizó con la finalidad de distribuir de mejor manera los equipos a utilizar, cubriendo así las distintas características térmicas que pueden variar a lo largo del día en cada sección.

La siguiente tabla muestra la distribución de las cargas térmicas en las oficinas de la segunda planta del GAD Marcabelí en tres secciones:

**Tabla 3:** Distribución de las cargas térmicas por secciones

| Segunda Planta GAD Marcabelí | Carga Térmica Q [W] | Carga térmica Q [BTU/h] |
|---|---|---|
| Sección 1 | 6989 | 23847,45 |
| Sección 2 | 5531.8 | 18875,28 |
| Sección 3 | 8690.9 | 29654,58 |
| CARGA TOTAL | 21211.7 | 72377,32 |

**Fuente:** El Autor

Con estos valores se puede proceder de forma más fácil a realizar la selección de los equipos que se ocuparán para climatizar las secciones.

### 6.3.3. Selección del sistema VRV (Volumen de Refrigerante Variable)

#### 6.3.3.1. Unidades exteriores

La unidad exterior o unidad condensadora seleccionada debe abastecer todas las cargas térmicas del interior, y seleccionarse de acuerdo a la potencia calculada que es de 90344,29 BTU/h. Para la unidad exterior se seleccionan dos unidades de la marca Mitsubishi® Multi-S, una unidad abastecerá las secciones 1 y 2 y el segundo dispositivo distribuirá aire acondicionado en la sección 3.

Para la sección 1 y 2 la unidad exterior será:

Unidad exterior de aire acondicionado, para sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, bomba de calor, para gas R-410A, gama City Multi®, serie Multi-S, modelo PUMY-P140VKM "MITSUBISHI ELECTRIC", rango de

funcionamiento de temperatura de bulbo seco del aire exterior en refrigeración desde -5 hasta 46°C, con compresor scroll herméticamente sellado con control Inverter, diferencia máxima de altura de instalación 50 m si la unidad exterior se encuentra por encima de las unidades interiores y 20 m si se encuentra por debajo (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 4:** Características de la Unidad Exterior PUMY-P140VKM

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 52888.2 BTU/h |
| EER | 3.43 |
| COP | 4.03 |
| Conectabilidad | 12 unidades interiores |
| Medidas | 1338x330x1050 mm |
| Peso | 123 kg |
| Presión sonora | 51 dBA |
| Caudal de aire | 110 m³/min |
| Longitud máxima de tubería frigorífica | 300 m |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 4.52 kW |
| Alimentación monofásica | 230V/50Hz |

**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

**Figura 12:** Unidad exterior de 52888.2 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

Para la sección 3 la unidad exterior será:

Unidad exterior de aire acondicionado, para sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, bomba de calor, para gas R-410A, gama City Multi®, serie Multi-S, modelo PUMY-P112VKM "MITSUBISHI ELECTRIC", rango de

funcionamiento de temperatura de bulbo seco del aire exterior en refrigeración desde -5 hasta 46°C, con compresor scroll herméticamente sellado con control Inverter, diferencia máxima de altura de instalación 50 m si la unidad exterior se encuentra por encima de las unidades interiores y 20 m si se encuentra por debajo (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 5:** Características de la Unidad Exterior PUMY-P112VKM

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 42651.8 BTU/h |
| EER | 4.48 |
| COP | 4.61 |
| Conectabilidad | 9 unidades interiores |
| Medidas | 1338x330x1050 mm |
| Peso | 123 kg |
| Presión sonora | 49 dBA |
| Caudal de aire | 110 m³/min |
| Longitud máxima de tubería frigorífica | 300 m |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 2.79 kW |
| Alimentación monofásica | 230V/50Hz |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 13:** Unidad exterior de 42651.7 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

### 6.3.3.2. Unidades interiores

Las unidades interiores son las que se encargarán de distribuir las condiciones térmicas de diseño interno por todo el local. Se seleccionarán de acuerdo con las necesidades térmicas y presupuestarias, siempre buscando la sencillez en la instalación, ya que su

potencia no es muy elevada es posible seleccionar una sola unidad capaz de mantener las condiciones interiores y sin dañar el aspecto constructivo del local:

Sección 1.- La carga térmica de esta sección es de 23847.45 BTU/h, para satisfacer esta carga se seleccionan 2 equipos distribuidos en los dos departamentos pertenecientes a esta sección darán mayor confort del aire acondicionado. A continuación se muestran las características generales del dispositivo:

1. Unidad interior de aire acondicionado, de pared, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PKFY-P20VBM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 4 velocidades, ajuste automático de las velocidades (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 6:** Características de la Unidad Interior PKFY-P20VBM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 7506.7 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0.04 kW |
| Medidas | 295x815x225 mm |
| Peso | 10 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 29 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 5.9 m³/min. A velocidad alta 5.3 m³/min. |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 14:** Unidad interior de pared de 7506,7 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

2. Unidad interior de aire acondicionado, de pared, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PKFY-P50VHM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 3 velocidades, ajuste automático de la velocidad del ventilador (Cype Ingenieros, 2015)

**Tabla 7:** Características de la Unidad Interior PKFY-P50VHM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 19108 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0,03 kW |
| Medidas | 295x898x249 mm |
| Peso | 13 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 34 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 12 $m^3$/min. |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 15:** Unidad interior de pared de 19108 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

Sección 2.- la carga térmica de esta sección es de 18875.28 BTU/h, para lo cual se ha buscado la unidad interior que sea capaz de abastecer esta cantidad. En este caso se selecciona un dispositivo que abastezca dicha capacidad, a continuación se muestran las características generales del dispositivo:

1. Unidad interior de aire acondicionado, de techo, con descarga directa, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PCFY-P63VKM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 4 velocidades, ajuste automático de la velocidad del ventilador, y toma de aire exterior (hasta el 20% del caudal de aire nominal) (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 8:** Características de la Unidad Interior PCFY-P63VKM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 24226.2 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0.05 kW |
| Medidas | 230x1280x680 mm |
| Peso | 32 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 31 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 18 $m^3$/min |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 16:** Unidad interior de techo de 24226.2 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

Sección 3.- La carga térmica de esta sección es de 29654.58 BTU/h, para esta sección se utilizarán 4 unidades, una en cada departamento para asegurar mayores condiciones de bienestar térmico. A continuación se muestran las características generales de los dispositivos:

1. Unidad interior de aire acondicionado, de techo, con descarga directa, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PCFY-P40VKM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 4 velocidades, ajuste automático de la velocidad del ventilador, toma de aire exterior (hasta el 20% del caudal de aire nominal) (Cype ingenieros, 2015).

**Tabla 9:** Características de la Unidad Interior PCFY-P40VKM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 15354.6 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0.04 kW |
| Medidas | 230x960x680 mm |
| Peso | 24 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 29 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 13 m³/min |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 17:** Unidad interior de techo de 15354.6 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

2. Dos unidades interiores de aire acondicionado, de pared, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PKFY-P15VBM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 4 velocidades (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 10:** Características de la Unidad Interior PKFY-P15VBM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 5800.6 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0.04 kW |
| Medidas | 295x815x225 mm |
| Peso | 10 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 29 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 5.3 m³/min |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 18:** Unidad interior de pared de 5800.6 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

3. Unidad interior de aire acondicionado, de pared, sistema aire-aire multi-split, con caudal variable de refrigerante, para gas R-410A, gama City Multi®, modelo PKFY-P20VBM-E "MITSUBISHI ELECTRIC", con ventilador de 4 velocidades (Cype Ingenieros, 2015).

**Tabla 11:** Características de la Unidad Interior PKFY-P20VBM-E

| | |
|---|---|
| Potencia frigorífica nominal | 7506.7 BTU/h |
| Consumo eléctrico nominal en refrigeración | 0.04 kW |
| Medidas | 295x815x225 mm |
| Peso | 10 kg |
| Alimentación monofásica | (230V/50Hz) |
| Presión sonora a velocidad baja | 29 dBA |
| caudal de aire | A velocidad alta 5.9 $m^3$/min |

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

**Figura 19:** Unidad interior de pared de 7506.7 BTU/h marca Mitsubishi®

**Fuente:** Cype Ingenieros, SA.

La ubicación y distribución de estos dispositivos por las secciones se describen en el plano del Anexo 2.2.

### 6.3.4. Diseño del circuito de aire acondicionado VRV (Volumen de Refrigerante Variable) según City Multi®

A partir de la selección de los equipos que abastecerán a las cargas térmicas de la segunda planta del GAD Marcabelí, se presentan a continuación los diagramas de cada sección utilizando City Multi® se obtiene el siguiente diagrama y dimensiones de los conductos por los que circulará el refrigerante R 410A.

Cabe recalcar que algunos modelos en este diagrama son similares en cualidades y potencia pero sus modelos varían debido a que los dispositivos escogidos son versiones actuales con respecto a los que se encuentran a disposición en el software City Multi®.

El software City Multi® arroja automáticamente los diámetros de las tuberías de acuerdo con los modelos escogidos y las distancias de los tramos y los accesorios utilizados.

Los accesorios que compondrán la red de tuberías de refrigerante para el sistema de climatización, serán mencionados  en lo posterior.

SECCIÓN 1-2

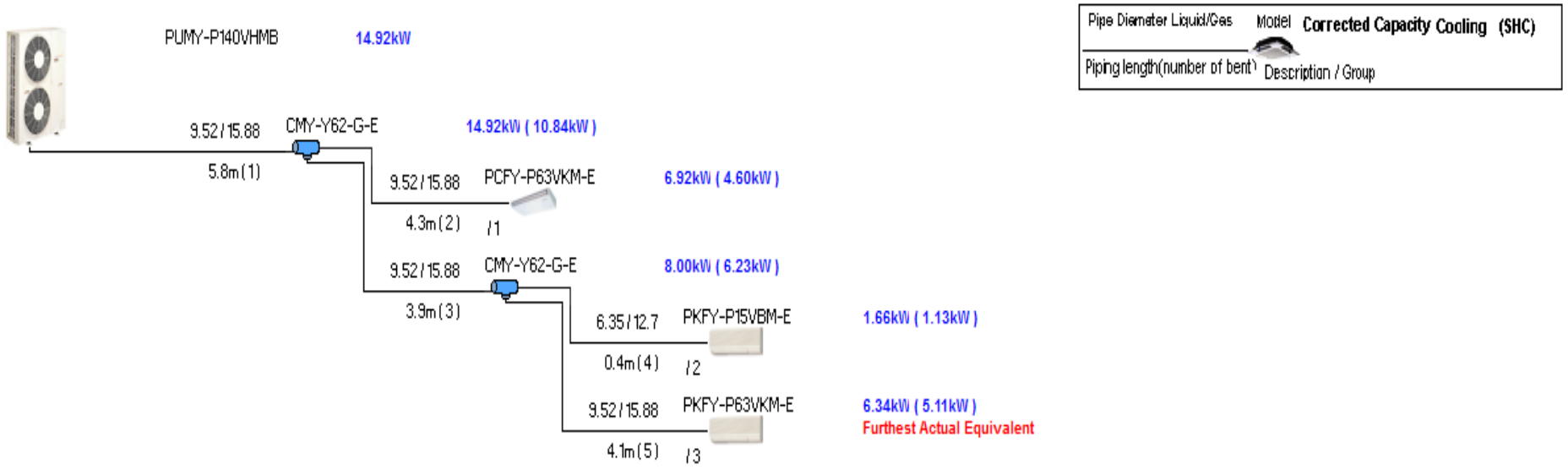



**Figura 20:** Descripción del circuito de aire acondicionado de la sección 1-2.

**Fuente:** City Multi® (software)

SECCIÓN 3

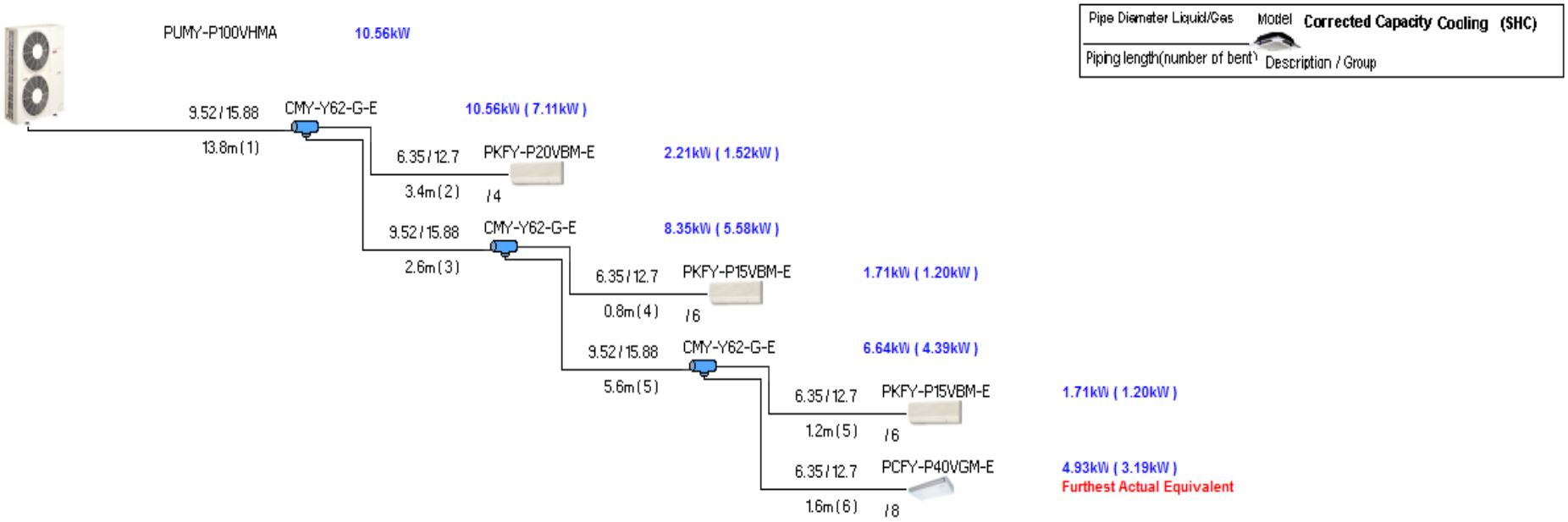



**Figura 21:** Descripción del circuito de aire acondicionado de la sección 3.

**Fuente:** City Multi® (software)

### 6.3.5. Accesorios del sistema (VRV)

6.3.5.1. Accesorios de las unidades interiores.

Para las unidades interiores modelos PKFY-P15VBM-E, PKFY-P20VBM-E y PKFY-P50VHM-E, existentes en la sección 1 y 3 del local, se dispone de un control remoto inalámbrico para cada unidad que ajustará las condiciones térmicas de acuerdo con las necesidades de cada persona dentro de la zona en la cual el dispositivo haga énfasis:

Control remoto inalámbrico, gama Melans, modelo PAR-FL32MA "MITSUBISHI ELECTRIC", con función marcha/paro y configuración de la temperatura de consigna, del modo de funcionamiento, de la velocidad del ventilador y de la dirección del caudal de aire (Cype Ingenieros, 2015).

**Figura 22:** Control remoto inalámbrico de la unidad interior de pared

**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

Debe ser necesaria la instalación de un receptor del control remoto inalámbrico, en este caso se utiliza el receptor y cable de datos para conectar la unidad interior, el receptor es el siguiente:

- Receptor de infrarrojos, de pared, gama Melans, modelo PAR-FA32MA "MITSUBISHI ELECTRIC", para mando a distancia por infrarrojos PAR-FL32MA (Cype Ingenieros, 2015)

**Figura 23:** Receptor del control remoto inalámbrico de la unidad interior de pared
**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

Las unidades existentes en la sección 2 y 3 modelos PCFY-P40VKM-E y PCFY-P63VKM-E, el dispositivo controlador es el Conjunto de control remoto inalámbrico y receptor, gama Melans, modelo PAR-SL94B-E "MITSUBISHI ELECTRIC" (Cype Ingenieros, 2015).

**Figura 24:** Control remoto inalámbrico y receptor de la unidad interior de techo
**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

Las unidades internas se ven en la necesidad de evacuar los condensados producidos ya que si no lo hacen puede ser molesto para los usuarios y perjudicial para las instalaciones ya que la humedad es un agente corrosivo. Para ello se instala un sistema de drenaje de condensado y se utilizarán los siguientes accesorios:

- Bomba de drenaje de condensado Mini Blanc Pump: La bomba Mini Blanc de ultrarrápida colocación está diseñada para instalarse debajo de las unidades minisplit de pared y ofrece un fácil acceso para futuros mantenimientos (technology, 2014).

**Tabla 12:** Especificaciones de la bomba de drenaje de condensado

| | |
|---|---|
| Caudal máximo | 12 L/l @ 0 altura |
| Altura recta máxima | 10 m |
| Nivel de ruido | 21 dB (A) |
| Fuente de alimentación | 230 V, 50/60 Hz, 0.1 A |
| Salida unidad máxima | 16 kW/54000 BTU/h |
| Temperatura máxima del agua | 40°C |
| Entrada/Salida | 20 mm entrada, 6 mm salida |
| Protección IP | IPX1 |

**Fuente:** Aspenpumps.com

**Figura 25:** Bomba de drenaje de condensado

**Fuente:** Aspenpumps.com

- Tubería de desagüe de condensado

Tubo de vinilo transparente de 6 mm de diámetro para desagüe de condensados, conectado a la salida de la bomba de desagüe mini blanc pump (Aspenpumps, 2015).

**Figura 26:** Tubo de vinilo transparente

**Fuente:** aspenpumps.com

- Tubería de PVC flexible conectado a la entrada de la bomba mini blanc de 20 mm de diámetro.

**Figura 27:** Tubería de PVC flexible, de 20 mm
**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

### 6.3.6. Accesorios generales utilizados en la conexión de los dispositivos

Para realizar una correcta instalación de la red de conductos que transportarán el gas refrigerante a más de ofrecer seguridad debe proporcionarse una instalación bien vista que no dañe la fachada del local, para ello se utilizarán canaletas de protección tanto para los circuitos eléctricos, drenaje de condensados y tubería de cobre.

Utilizando los datos adquiridos del software City Multi® se debe buscar tes de cobre, codos de 90 °, tubería de cobre, con reducciones de acuerdo a los diámetros de cada tramo de tubería, material aislante de las tuberías.

A continuación se tomarán en cuenta los materiales utilizados para llevar a cabo la instalación:

1. Tubería de cobre

La tubería que compondrá la red tendrá las siguientes especificaciones:

Para la sección a la salida de las unidades exteriores será: Línea frigorífica doble realizada con tubería para gas mediante tubo de cobre sin soldadura, de 5/8" de diámetro y 1 mm de espesor con coquilla de espuma elastomérica, de 16 mm de diámetro interior y 20 mm de espesor y tubería para líquido mediante tubo de cobre sin soldadura, de 3/8" de diámetro y 0,8 mm de espesor con coquilla de espuma elastomérica, de 11 mm de diámetro interior y 15 mm de espesor. (Cype Ingenieros, 2015).

Para dispositivos terminales de la sección 1, 2 y 3: Línea frigorífica doble realizada con tubería para gas mediante tubo de cobre sin soldadura, de 1/2" de diámetro y 0,8 mm de espesor con coquilla de espuma elastomérica, de 13 mm de diámetro interior y 15 mm de espesor y tubería para líquido mediante tubo de cobre sin soldadura, de 1/4" de diámetro y 0,8 mm de espesor con coquilla de espuma elastomérica, de 7 mm de diámetro interior y 15 mm de espesor (Cype Ingenieros, 2015).

**Figura 28:** Tubería de cobre con coquilla de espuma elastomérica

**Fuente:** Cype Ingenieros, S.A.

2. Accesorios para la tubería de cobre

- Kit de derivación de línea frigorífica, de 2 salidas, gama City Multi®, modelo CMY-Y62-G-E "MITSUBISHI ELECTRIC" (Cype Ingenieros, 2015), que une la tubería de salida de la unidad exterior con las divisiones correspondientes de las secciones 1, 2 y 3, la figura se muestra en el anexo 6.

- Codos de cobre de 90° y 45°, juntas y adaptadores; se utilizan de acuerdo con las medidas especificadas en el diseño del plano de aire acondicionado, ver anexo 7

Las tuberías de cobre y los accesorios están sometidas a normas de fabricación que van de acuerdo con la aplicación de las mismas en este diseño, estas normas aseguran el correcto funcionamiento de las instalaciones.

Tubería ACR

Tubo de cobre standard, Aleación C 12200 (DHP), temple blando, según norma ASTM B-280. Uso: Refrigeración y Aire Acondicionado (Global, 2015).

- Canaleta blanca para la tubería de aire acondicionado (2m). Trabajos y suministros de ampliación de instalaciones split de aire acondicionado no incluido en la instalación básica (Robalino Rosero Cia. Ltda., 2008)

Se puede escoger también canaletas para el cableado eléctrico y para los tramos donde solo va la manguera de desagüe de condensados.

**Figura 29:** Canaleta para tubería de aire acondicionado

**Fuente:** Robalino Rosero.com

Para las uniones entre canaletas se utiliza accesorios como codos internos, codos externos de 90° y uniones.

3. Gas refrigerante.

El gas refrigerante se selecciona de acuerdo con las unidades seleccionadas, las cuales funcionan con refrigerante R410 A. Se procede a determinar la cantidad de gas que circulará por el sistema. Esto se logra mediante el software City Multi® el cual determina la cantidad que circulará, teniendo en cuenta el diámetro y las distancias de las tuberías de acuerdo con el diseño del sistema. En el circuito 1,2 y circuito 3 se utilizan 8.5 kg de gas refrigerante R410 A.

4. Cableado eléctrico para red eléctrica del sistema.

4.1.Alimentación para las unidades exteriores.

Para la unidad exterior PUMY-P112VKM de 2.79 kW de consumo eléctrico, 12.2 A y 50 Hz se selecciona un cable AWG # 10, el cual soporta 15 Amperios.

Para la unidad exterior PUMY-P140VKM de 4.52 kW de consumo eléctrico, 19.7 A y 50 Hz se selecciona un cable AWG # 8, el cual soporta 24 Amperios.

Para la selección del cable que alimentará las unidades interiores, se suman las potencias de consumo eléctrico dando como resultado 0.28 kW, 1.4 A, el cable alimentará a todas las unidades. Se selecciona un cable AWG # 14, el cual soporta 6 Amperios.

Accesorios para la instalación eléctrica.- para la correcta instalación eléctrica se necesitarán accesorios como: tablero de control, cajetines, cinta aislante, tubo de PVC para la protección de la instalación, etc.

## 6.4. PRESUPUESTO DE LA INSTALACIÓN

El presupuesto de la instalación hace referencia a los costos de los dispositivos y sus precios referentes a nuestro país, no obstante los precios pueden variar debido al cambio continuo de leyes estatales. El coste del sistema VRV llega a 37119,6 USD aproximadamente, lo cual asegura el confort de los usuarios de la segunda planta del GAD Marcabelí.

La mayor parte de este presupuesto hace referencia al sitio Web www.generadordeprecios.info, perteneciente a la compañía española Cype Ingenieros®, que hace referencia a precios pertenecientes a nuestra región. Para varios accesorios se consultaron portales de compra de materiales referentes a instalaciones de sistemas de aire acondicionado.

El sistema de aire acondicionado VRV consta de los siguientes equipos y accesorios:

**Tabla 13:** Presupuesto de la Instalación de Aire Acondicionado del GAD Marcabelí

| ÍTEM | DESCRIPCIÓN | UNIDAD | CANTIDAD | PRECIO UNIT | PRECIO TOTAL |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Unidad Exterior PUMY-P112VKM/ 12.5 kW | U | 1 | 8.215,31 | 8215,31 |
| 2 | Unidad Exterior PUMY-P140VKM/ 15.5 kW | U | 1 | 9.955,19 | 9955,19 |
| 3 | Unidad Interior PKFY-P20VBM-E/ 2.2 kW | U | 2 | 1.288,05 | 2576,1 |
| 4 | Unidad Interior PKFY-P50VHM-E/ 5.6 KW | U | 1 | 1.452,35 | 1452,35 |
| 5 | Unidad Interior PCFY-P63VKM-E/ 7.1 kW | U | 1 | 2.819,62 | 2819,62 |
| 6 | Unidad Interior PCFY-P40VKM-E/ 4.5 kW | U | 1 | 2.609,83 | 2609,83 |
| 7 | Unidad Interior PKFY-P15VBM-E/ 1.7 kW | U | 2 | 1.261,63 | 2523,26 |
| 8 | Control Remoto PAR-FL32MA | U | 5 | 115,9 | 579,5 |
| 9 | Receptor de Infrarojos PAR-FA32MA | U | 5 | 183,38 | 916,9 |
| 11 | Control Remoto y Receptor PAR-SL94B-E | U | 2 | 228,85 | 457,7 |
| 12 | Tubo de cobre, de 3/8" , 0,8 mm de espesor | m | 40,1 | 5,04 | 202,104 |
| 13 | Tubo de cobre, de 5/8" , 1 mm de espesor | m | 40,1 | 10,36 | 415,436 |
| 14 | Coquilla elastomérica, de 11 mm de diámetro | m | 40,1 | 13,48 | 540,548 |
| 15 | Coquilla elastomérica, de 16 mm de diámetro | m | 40,1 | 15,73 | 630,773 |
| 16 | Tubo de cobre, de 1/4" , 0,8 mm de espesor | m | 7,4 | 4,4 | 32,56 |
| 17 | Tubo de cobre, de 1/2" , 0,8 mm de espesor | m | 7,4 | 6,84 | 50,616 |
| 18 | Coquilla elastomérica, de 7 mm de diámetro | m | 7,4 | 11,68 | 86,432 |
| 19 | Coquilla elastomérica, de 13 mm de diámetro | m | 7,4 | 14,38 | 106,412 |
| 20 | Kit de derivación, modelo CMY-Y62-G-E | U | 10 | 177,08 | 1770,8 |
| 21 | Codos de cobre de 90° de 3/8" | U | 28 | 1 | 28 |
| 22 | Codos de cobre de 90° de 5/8" | U | 28 | 1 | 28 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 23 | Codos de cobre de 90° de 1/4" | U | 22 | 1 | 22 |
| 24 | Codos de cobre de 90° de 1/2" | U | 22 | 1 | 22 |
| 25 | Codos de cobre de 45° de 5/8" | U | 1 | 1 | 1 |
| 26 | Codos de cobre de 45° de 3/8" | U | 1 | 1 | 1 |
| 27 | Bomba de drenaje de condensado | U | 7 | 60 | 420 |
| 28 | Tubería PVC flexible de 20 mm | m | 3 | 1,95 | 5,85 |
| 29 | Tubería de vinilo de 6 mm | m | 22 | 1 | 22 |
| 30 | Canaleta de PVC de 100x150 mm | m | 40 | 11,17 | 446,8 |
| 31 | Canaleta de PVC de 40x25 mm | m | 13 | 3,07 | 39,91 |
| 32 | Ángulo plano de 100x150 mm | U | 15 | 1,03 | 15,45 |
| 33 | Unión de canaletas de 100x150 | U | 20 | 1,06 | 21,2 |
| 34 | Derivación en T de 100x150 mm | U | 6,64 | 5 | 33,2 |
| 35 | Cable AWG #8 | m | 4 | 1,72 | 6,88 |
| 36 | Cable AWG #14 | m | 84 | 0,4 | 33,6 |
| 37 | Tubo flexible corrugado | m | 88 | 0,1 | 8,8 |
| 38 | Gas Refrigerante R410 A | kg | 50 | | 22,45 |
| | | | | TOTAL | 37119,6 |

**Fuente:** El Autor

## 7.- DISCUSIÓN

Este trabajo tuvo como propósito elaborar una propuesta de diseño de un sistema de climatización que mantenga condiciones de confort dentro de las oficinas del GAD Marcabelí.

En el proceso de cálculo se determinó las cargas térmicas de tres secciones en las que fue dividido el local, sin tomar en cuenta los pasillos y los baños ya que no representan una carga considerable. La base de la elaboración de estos cálculos fue la determinación de parámetros fundamentales que existen en el local y el sector donde se ubica. Estos parámetros son humedad relativa, temperatura exterior promedio, ubicación geográfica, planos del local, número de personas que laboran en las oficinas, aspectos constructivos del local, información en general.

Se adoptó la metodología de cálculo de varias fuentes que hacen referencia a normas tanto españolas como americanas, asegurando una aproximación en los cálculos a la carga térmica real existente, aunque en realidad no existen métodos exactos para determinarla ya que los parámetros son variables todo el tiempo. Hay que mencionar que en nuestro país no existen normas de construcción de este tipo de sistemas para lo cual se deben seguir estas normas.

Para la selección de los equipos se tomó como referencia la marca Mitsubishi® que es muy utilizada en todo el mundo por varias empresas, la marca ofrece a los usuarios información total acerca de sus dispositivos existentes en el mercado ya sea en sus características de acuerdo a cada aplicación, sus precios, accesorios y manuales de instalación y operación.

La potencia de los equipos seleccionados asegura total confort en las instalaciones y bajo consumo de energía eléctrica ya que son modelos que están a la vanguardia de la tecnología.

En este trabajo se toma muy en cuenta la mayoría de accesorios que se utilizan para proceder a construir el sistema de aire acondicionado lo cual permite aproximarse muy cercanamente a un presupuesto real y a no tener inconvenientes en su construcción. Cabe recalcar que en la mayoría de trabajos investigados no toman en cuenta todos los accesorios necesarios para elaborar el diseño del sistema lo que acarrea a un presupuesto no tan próximo al presupuesto real de la instalación.

## 8.-CONCLUSIONES

Basado en la metodología utilizada y de acuerdo con los requerimientos de climatización para la segunda planta del GAD Marcabelí, se ha logrado una propuesta de un sistema de climatización que mantendrá las condiciones de confort en cuanto a la temperatura ambiente y la humedad relativa dentro de las instalaciones, considerando equipos de tecnología moderna, los mismos que ofrecen alto rendimiento y bajo consumo eléctrico.

- Mediante el estudio de la carga térmica del local, utilizando la metodología de cálculo planteada, se determinó que es necesario extraer 72377.32 BTU/h distribuidos en las tres secciones de diseño.
- El sistema seleccionado está basado en un modelo de aire acondicionado denominado VRV (Volumen de Refrigerante Variable), equipos que ofrecen un amplio stock y son idóneos para múltiples instalaciones como la propuesta para el edificio GAD Marcabelí.
- En función del diseño y la propuesta de acondicionamiento, la inversión tentativa que debe realizar el GAD Marcabelí es de 37119,6 USD.

## 9.- RECOMENDACIONES

- Se recomienda la utilización de un software de ingeniería para realizar el proceso de cálculo de las cargas térmicas con la finalidad de validar los cálculos realizados.

- Para un futuro diseño, se recomienda realizar un cálculo de carga térmica de calefacción, ya que el sistema de aire acondicionado es una bomba de calor y puede adaptarse a condiciones térmicas inferiores a la de diseño, manteniendo las condiciones térmicas dentro del local.

- Para futuros estudios se recomienda como parte del sistema la utilización de un sistema de control centralizado para las unidades interiores debido a que ofrece mayores ventajas al controlarse automáticamente y evita el mal uso por parte de los usuarios.

## 10.- BIBLIOGRAFÍA


ALVARADO, J., & ROMERO, E. (2009). *Energías Renovables.* Bogotá: CEAC.

ATUAIRE. (2015). *atuaire*. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de http://www.climatizacionaireacondicionado.eu/204-canaleta-blanca.html

Carrier. (1980). Manual de aire acondicionado. En P. e. térmica, *Manual de aire acondicionado* (págs. sección 1-14). BARCELONA-ESPAÑA: MARCOMBO.

CARRIÓN, C. (2008). *Máquinas eléctricas.* México: Mc Graw-Hill.

CITY, M. (s.f.). *Juntas para PUMY -P- YHMA , VHMA.* Obtenido de http://www.mitsubishitech.co.uk/Data/Accessories/Joints/CMY-Y62-G-E/CMY-Y62-G-E_Databook.pdf

Cype Ingenieros. (2015). *Cype Ingenieros SA*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=0|0_0_0|2|IBL600|icn_600:c5_0_1c11_0_250_40_0_210_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *generador de precios*. (Cype Ingenieros) Recuperado el 15 de Enero de 2016, de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=4|0_0_0_0|0|ICN010|icn_010:c4_0_2_0_1_0_0_1_0_1c4_0_1_0_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios*. (Cype Ingenieros) Recuperado el 15 de Enero de 2016, de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=0|0_0_0_1|0|ICN010|icn_010:c4_0_1_0_1_0_0_1_0_1c4_0_1_0_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios*. Obtenido de http://mitsubishi-electric.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=1|0_0_0_0_0|1|ICL630|icn_630:c12_0_1c6_0_20c5_0_1_0_0_150_40_0_260_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=1|0_0_0_0_0_1|1|IBL622|icn_622:c8_0_1_0_0_1c6_0_20c7_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. (Cype Ingenieros, S.A.) Recuperado el 14 de Enero de 2016, de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=0|0_0_0_0_0|1|IBL622|icn_622:c8_0_1_0_0_1_1c11_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=2|0_0_0_0_0|1|IBL630|icn_630:c5_0_1c6_0_1c6_0_20c7_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=0|0_0_0|2|IBL630|icn_630:c5_0_1c3_0_2_0_0_1c6_0_20c7_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=1|0_0_0_0_0|1|IBL630|icn_630:c12_0_1c6_0_20c5_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=1|0_0_0_0_0_1|1|IBL630|icn_630:c9_0_1_0_0_1c6_0_20c5_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=2|0_0_0_0|2|IBL600|icn_600:c15_0_250_30_0_210_50_0

Cype Ingenieros. (2015). *Generador de precios Ecuador*. Obtenido de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=1|0_0_0_0_0|1|IBL622|icn_622:c8_0_2_0_0_1c6_0_20c7_0_1c3_0_40_0_0_50_0

Díaz, V. S., & Barreneche, R. O. (2005). *Acondicionamiento Térmico de Edificios.* Buenos Aires: Nobuko.

Global, C. (2015). *cobreglobal.com.* Recuperado el 15 de Enero de 2016, de http://www.cobreglobal.com/images/pdf/CGL016_Catalogo.aspx

Machala, U. T. (2013). *ISSUU, El Oro turístico*. Obtenido de http://issuu.com/eloroturistico/docs/marcabeli

Magin, L. A.-O. (2012). *Frío Industrial y Aire Acondicionado* . Cuenca : Servicio de Publicaciónes de la Universidad de Castilla-La Mancha .

Miranda, A. L. (2000). *Enciclopedia de la Refrigeración.* Baercelona: CEAC.

Mitsubishi Electric. (2010). *Productos*. Obtenido de http://www.mitsubishielectric.es/aire-acondicionado/producto/gama-vrf-city-multi

Mitsubishi Electric. (2015). *Unidad interior PKFY-P50VHM-E / 5,6 kW y accesorios*. (Mitsubishi) Recuperado el 13 de Enero de 2015, de http://www.ecuador.generadordeprecios.info/obra_nueva/calculaprecio.asp?Valor=2|0_0_0_0_0|1|IBL630|icn_630:c5_0_1c6_0_1_1c5_0_20c7_0_1c3_0_40_0_0_50_0

RAMÍREZ, P. (2012). *Transferencia de Calor.* Loja: UNL.

Robalino Rosero Cia. Ltda. (2008). *Canaletas*. Obtenido de http://www.robalinorosero.com/canaletas-y-accesorios/canaletas.html?limit=all

technology. (2014). *aspen pumps limited*. Obtenido de http://www.aspenpumps.com/es/mini-blanc.html

weather. (2016). *www.weather.com*. (The channel weahter) Recuperado el 2016 de Enero de 2016, de http://www.weather.com/en-GB/weather/10day/l/ECXX2244:1:EC

## 11. ANEXOS

Anexo 1: Tablas de referencia para el cálculo de la carga térmica

**Tabla 14:** Caudales de aire exterior de ventilación

| Categoría | $dm^3/s$ persona |
|---|---|
| IDA 1 | 20 |
| IDA 2 | 12.5 |
| IDA 3 | 8 |
| IDA 4 | 5 |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 15:** Radiación solar que atraviesa un vidrio ordinario vertical, en Kcal/h m$^2$

0º 0º

| 0º LATITUD NORTE | | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | 0º LATITUD SUR | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Época | Orientación | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | Orientación | Época |
| 21 Junio | N | 0 | 122 | 176 | 200 | 211 | 217 | 222 | 217 | 211 | 200 | 176 | 122 | 0 | S | 22 Diciembre |
| | NE | 0 | 322 | 423 | 417 | 360 | 267 | 143 | 54 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 314 | 398 | 366 | 252 | 116 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 100 | 113 | 73 | 40 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 40 | 73 | 113 | 100 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 116 | 252 | 366 | 398 | 314 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 54 | 143 | 267 | 360 | 417 | 483 | 322 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 75 | 235 | 398 | 518 | 588 | 612 | 588 | 518 | 398 | 235 | 75 | 0 | Horizontal | |
| 22 Julio y 21 Mayo | N | 0 | 100 | 146 | 165 | 176 | 179 | 181 | 179 | 176 | 165 | 146 | 100 | 0 | S | 21 Enero y 21 Noviembre |
| | NE | 0 | 320 | 414 | 406 | 336 | 233 | 116 | 43 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 328 | 410 | 377 | 260 | 116 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 124 | 141 | 97 | 48 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 48 | 97 | 141 | 124 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 116 | 260 | 377 | 412 | 328 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 44 | 116 | 233 | 336 | 406 | 414 | 320 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 78 | 246 | 409 | 528 | 605 | 631 | 604 | 528 | 409 | 263 | 84 | 0 | Horizontal | |
| 24 Agosto y 20 Abril | N | 0 | 46 | 75 | 84 | 89 | 92 | 92 | 92 | 89 | 84 | 75 | 46 | 0 | S | 20 Febrero y 23 Octubre |
| | NE | 0 | 298 | 382 | 360 | 276 | 165 | 65 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 349 | 442 | 401 | 279 | 125 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 181 | 214 | 176 | 94 | 41 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 40 | 94 | 176 | 214 | 181 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 124 | 279 | 401 | 442 | 349 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 65 | 165 | 276 | 360 | 382 | 298 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 84 | 263 | 406 | 558 | 634 | 664 | 634 | 558 | 406 | 263 | 84 | 0 | Horizontal | |
| 22 Septiembre y 22 Marzo | N | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | S | 22 Marzo y 22 Septiembre |
| | NE | 0 | 257 | 320 | 273 | 184 | 84 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 363 | 452 | 409 | 290 | 127 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 257 | 320 | 273 | 184 | 84 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 84 | 184 | 273 | 320 | 257 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 127 | 290 | 409 | 452 | 363 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 84 | 184 | 273 | 320 | 257 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 86 | 263 | 442 | 569 | 650 | 678 | 650 | 569 | 442 | 271 | 86 | 0 | Horizontal | |
| 23 Octubre y 20 Febrero | N | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | S | 20 Abril y 24 Agosto |
| | NE | 0 | 181 | 214 | 176 | 94 | 40 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 349 | 442 | 401 | 279 | 124 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 298 | 382 | 360 | 276 | 165 | 65 | 38 | 38 | 35 | 32 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 46 | 75 | 84 | 89 | 92 | 92 | 92 | 89 | 84 | 75 | 46 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 65 | 165 | 276 | 360 | 382 | 298 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 124 | 279 | 401 | 442 | 349 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 40 | 94 | 176 | 214 | 181 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 84 | 263 | 406 | 558 | 634 | 664 | 634 | 558 | 406 | 263 | 84 | 0 | Horizontal | |
| 21 Noviembre y 21 Enero | N | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | S | 21 Mayo y 23 Julio |
| | NE | 0 | 124 | 141 | 97 | 48 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 328 | 412 | 377 | 260 | 116 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 320 | 414 | 406 | 336 | 233 | 116 | 43 | 38 | 35 | 298 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 100 | 146 | 165 | 176 | 179 | 181 | 179 | 176 | 165 | 146 | 100 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 43 | 116 | 233 | 336 | 406 | 414 | 320 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 116 | 260 | 377 | 412 | 328 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 48 | 97 | 141 | 124 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 78 | 246 | 409 | 528 | 604 | 631 | 604 | 528 | 409 | 246 | 78 | 0 | Horizontal | |
| 22 Diciembre | N | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | S | 21 Junio |
| | NE | 0 | 100 | 113 | 73 | 40 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 314 | 398 | 366 | 252 | 116 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 322 | 423 | 417 | 360 | 257 | 143 | 54 | 38 | 35 | 29 | 16 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 122 | 176 | 200 | 211 | 217 | 222 | 217 | 211 | 200 | 176 | 122 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 54 | 143 | 257 | 360 | 417 | 423 | 322 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 116 | 252 | 366 | 398 | 314 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 16 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 40 | 73 | 113 | 100 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 75 | 235 | 398 | 518 | 588 | 612 | 588 | 518 | 398 | 235 | 75 | 0 | Horizontal | |

| Correcciones | Marco metálico o ningún marco × 1 /0,85 ó 1,17 | Defecto de limpieza 15 % máx. | Altitud + 0,7 % por 300 m | Punto de rocío superior a 19,5º C − 14 % por 10 ºC | Punto de rocío superior a 19,5 ºC + 14 % por 10º C | Latitud sur Dic. o Enero + 7 % |
|---|---|---|---|---|---|---|

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 16:** Corrección según el tipo de vidrio

| **Tipo de vidrio** | | **Factor** |
|---|---|---|
| Vidrio ordinario simple | | 1.94 |
| Vidrio de 6mm | | 0.94 |
| Vidrio absorbente | 40-48 | 0.80 |
| % de | 48-56 | 0.73 |
| absorción | 56-70 | 0.62 |
| Vidrio doble ordinario | 0.90 | |
| Vidrio triple | 0.83 | |
| Vidrio de color | | |
| Ámbar | 0.70 | |
| Rojo oscuro | 0.56 | |
| Azul oscuro | 0.60 | |
| Verde oscuro | 0.32 | |
| Verde grisáceo | 0.46 | |
| Opalescente claro | 0.43 | |
| Opalescente oscuro | 0.37 | |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 17:** Valores de los factores de atenuación más habituales

| | | Persiana veneciana interior | | | Persiana veneciana exterior |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Color claro | Color medio | Color oscuro | Color claro |
| Vidrio ordinario | | 0.56 | 0.65 | 0.75 | 0.15 |
| Vidrio a 6mm | | 0.56 | 0.65 | 0.74 | 0.14 |
| Vidrio absorbente | 40-48 % | 0.56 | 0.62 | 0.72 | 0.12 |
| | 49-56 % | 0.53 | 0.59 | 0.62 | 0.11 |
| | 56-70 % | 0.51 | 0.54 | 0.56 | 0.10 |
| Vidrio doble | | 0.54 | 0.61 | 0.67 | 0.14 |
| Vidrio triple | | 0.48 | 0.39 | 0.64 | 0.12 |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 18:** Diferencia equivalente de temperatura °C, Muros soleados o en sombra

Tabla solo válida para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior , 11°C de variación de la temperatura interior en 24 H, mes de julio y 40 ° de latitud norte

| ORIENTACIÓN | PESO DEL MURO *** (kg/m²) | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | MAÑANA | | | | | | | TARDE | | | | | | | | | | | | MAÑANA | | | | |
| | | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| NE | 100 | 2,8 | 8,3 | 12,2 | 12,8 | 13,3 | 10,6 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | -1,1 | -1,7 | -2,2 | -1,1 |
| | 300 | -0,5 | -1,1 | -1,1 | 2,8 | 13,3 | 12,2 | 11,1 | 8,3 | 5,5 | 6,1 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 |
| | 500 | 2,2 | 1,7 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 5,5 | 8,9 | 8,3 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 6,1 | 6,7 | 6,7 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 2,8 | 2,8 |
| | 700 | 2,8 | 2,8 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 5,5 | 7,8 | 8,9 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 5,0 | 4,4 | 3,9 | 3,9 |
| E | 100 | 0,5 | 9,4 | 16,7 | 18,3 | 20,0 | 19,4 | 17,8 | 11,1 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | -0,5 | -1,1 | -1,7 | -1,7 |
| | 300 | -0,5 | -0,5 | 0 | 11,7 | 16,7 | 17,2 | 17,2 | 10,6 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 4,4 | 2,8 | 2,2 | 1,7 | 0,5 | 0,5 | 0 |
| | 500 | 2,8 | 2,8 | 3,3 | 4,4 | 7,8 | 11,1 | 13,3 | 13,9 | 13,3 | 11,1 | 10,0 | 8,9 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 3,9 | 3,9 | 3,3 |
| | 700 | 6,1 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 5,0 | 5,5 | 8,3 | 10,0 | 10,6 | 10,0 | 9,4 | 8,9 | 7,8 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 7,2 | 7,2 | 6,7 | 6,7 | 6,7 |
| SE | 100 | 5,5 | 3,3 | 7,2 | 10,6 | 14,4 | 15,0 | 15,6 | 14,4 | 13,3 | 10,6 | 8,9 | 8,3 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | -0,5 | -0,5 | -1,1 | -1,1 |
| | 300 | 0,5 | 0,5 | 0 | 7,2 | 11,1 | 13,3 | 15,6 | 14,4 | 13,9 | 11,7 | 10,0 | 8,3 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 1,7 | 1,7 | 1,1 |
| | 500 | 3,9 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 6,1 | 8,9 | 9,4 | 10,0 | 10,6 | 10,0 | 9,4 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 5,0 | 4,4 | 4,4 | 3,9 |
| | 700 | 5,0 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 6,1 | 7,8 | 8,3 | 8,9 | 10,0 | 8,9 | 8,3 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,7 | 6,7 | 6,1 | 6,1 | 5,5 | 5,5 | 5,0 |
| S | 100 | -0,5 | -1,1 | -2,2 | 0,5 | 2,2 | 7,8 | 12,2 | 15,0 | 16,7 | 15,6 | 14,4 | 11,1 | 8,9 | 6,7 | 5,5 | 3,9 | 3,3 | 1,7 | 1,1 | 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | -0,5 |
| | 300 | -0,5 | -1,7 | -2,2 | -1,7 | -1,1 | 3,9 | 6,7 | 11,1 | 13,3 | 13,9 | 14,4 | 12,8 | 11,1 | 8,3 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0,5 | 0 | -0,5 |
| | 500 | 2,2 | 2,2 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,7 | 2,2 | 4,4 | 6,7 | 8,3 | 8,9 | 10,0 | 10,0 | 8,3 | 7,8 | 6,1 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 2,8 |
| | 700 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 3,9 | 5,5 | 7,2 | 7,8 | 8,3 | 8,9 | 8,9 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 5,0 | 4,4 | 3,9 |
| SO | 100 | -1,1 | -2,2 | -2,2 | -1,1 | 0 | 2,2 | 3,3 | 10,6 | 14,4 | 18,9 | 22,2 | 22,8 | 23,3 | 16,7 | 13,3 | 6,7 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0,5 | 0 | -0,5 | -0,5 |
| | 300 | 1,1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0,5 | 1,1 | 4,4 | 6,7 | 13,3 | 17,8 | 19,4 | 20,0 | 19,4 | 18,9 | 11,1 | 5,5 | 3,9 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 2,2 | 1,7 | 1,7 |
| | 500 | 3,9 | 2,8 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 2,8 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 6,7 | 7,8 | 10,6 | 12,2 | 12,8 | 13,3 | 12,8 | 12,2 | 8,3 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 5,0 | 4,4 | 3,9 |
| | 700 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 5,0 | 5,5 | 8,3 | 10,0 | 10,6 | 11,1 | 7,2 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 4,4 |
| O | 100 | -1,1 | -1,7 | -2,2 | -1,1 | 0 | 1,7 | 3,3 | 7,8 | 11,1 | 17,8 | 22,2 | 25,0 | 26,7 | 18,9 | 12,2 | 7,8 | 4,4 | 2,8 | 1,1 | 0,5 | 0 | 0 | -0,5 | -0,5 |
| | 300 | 1,1 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 1,1 | 2,2 | 3,9 | 5,5 | 10,6 | 14,4 | 18,9 | 22,2 | 22,8 | 20,0 | 15,6 | 8,9 | 5,5 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 1,7 | 1,7 | 1,1 |
| | 500 | 3,9 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 5,5 | 6,7 | 9,4 | 11,1 | 13,9 | 15,6 | 15,0 | 14,4 | 10,6 | 7,8 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 5,0 | 4,4 |
| | 700 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 4,4 | 4,4 | 5,0 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 6,1 | 6,7 | 7,8 | 8,9 | 11,7 | 12,2 | 12,8 | 12,2 | 11,1 | 10,0 | 8,9 | 8,3 | 7,2 |
| NO | 100 | -1,7 | -2,2 | -2,2 | -1,1 | 0 | 1,7 | 3,3 | 5,5 | 6,7 | 10,6 | 13,3 | 18,3 | 22,2 | 20,6 | 18,9 | 10,0 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | -0,5 | -0,5 | -1,1 | -1,1 |
| | 300 | -1,1 | -1,7 | -2,2 | -1,7 | -1,1 | 0 | -1,1 | 3,3 | 4,4 | 5,5 | 6,7 | 11,7 | 16,7 | 17,2 | 17,8 | 11,7 | 6,7 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,7 | 0,5 | 0 | -0,5 |
| | 500 | 2,8 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 1,2 | 2,2 | 2,2 | 2,2 | 2,8 | 3,3 | 5,0 | 6,7 | 9,4 | 11,1 | 11,7 | 12,2 | 7,8 | 4,4 | 3,9 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 2,8 |
| | 700 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 5,0 | 5,5 | 7,8 | 10,0 | 10,6 | 11,1 | 8,9 | 7,2 | 6,1 | 5,5 | 5,0 |
| N (en la sombra) | 100 | -1,7 | -1,7 | -2,2 | -1,7 | -1,1 | 0,5 | 2,2 | 4,4 | 5,5 | 6,7 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | 0 | -0,5 | -0,5 | -1,1 | -1,1 |
| | 300 | -1,7 | -1,7 | -2,2 | -1,7 | -1,1 | -0,5 | 0 | 1,7 | 3,3 | 4,4 | 5,5 | 6,1 | 6,7 | 6,7 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 | -1,1 |
| | 500 | 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,5 | 1,1 | 1,7 | 2,2 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 2,8 | 2,2 | 1,7 | 1,7 | 1,1 | 1,1 | 0,5 |
| | 700 | 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,5 | 1,1 | 1,7 | 2,2 | 2,8 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 2,2 | 1,7 | 1,1 | 1,1 | 0,5 |
| | | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| | | MAÑANA | | | | | | | TARDE | | | | | | | | | | | | MAÑANA | | | | |
| | | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

SUR
SE
E
NE
N
NO
O
SO
S

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 19:** Diferencia equivalente de temperatura °C, Techo soleado o en sombra

Tabla válida para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 H, mes de julio y 40 ° latitud norte

| CONDICIONES | PESO DEL TECHO *** (kg/m²) | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | MAÑANA | | | | | | | TARDE | | | | | | | | | | | | MAÑANA | | | | |
| | | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Soleado | 50 | -2,2 | -3,3 | -3,9 | -2,8 | -0,5 | 3,9 | 8,3 | 13,3 | 17,8 | 21,1 | 23,9 | 25,6 | 25,0 | 22,8 | 19,4 | 15,6 | 12,2 | 8,9 | 5,5 | 3,9 | 1,7 | 0,5 | -0,5 | -1,7 |
| | 100 | 0 | -0,5 | -1,1 | -0,5 | 1,1 | 5,0 | 8,9 | 12,8 | 16,7 | 20,0 | 22,8 | 23,9 | 23,9 | 22,2 | 19,4 | 16,7 | 13,9 | 11,1 | 8,3 | 6,7 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 |
| | 200 | 2,2 | 1,7 | 1,1 | 1,7 | 3,3 | 5,5 | 8,9 | 12,8 | 15,6 | 18,3 | 21,1 | 22,2 | 22,8 | 21,7 | 19,4 | 17,8 | 15,6 | 13,3 | 11,1 | 9,4 | 7,2 | 6,1 | 5,0 | 3,3 |
| | 300 | 5,0 | 4,4 | 3,3 | 3,9 | 4,4 | 6,1 | 8,9 | 12,2 | 15,0 | 17,2 | 19,4 | 21,1 | 21,7 | 21,1 | 20,0 | 18,9 | 17,2 | 15,6 | 13,9 | 12,2 | 10,0 | 8,9 | 7,2 | 6,1 |
| | 400 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 6,1 | 6,7 | 7,2 | 8,9 | 12,2 | 14,4 | 15,6 | 17,8 | 19,4 | 20,6 | 20,6 | 19,4 | 18,9 | 18,9 | 17,8 | 16,7 | 15,0 | 12,8 | 11,1 | 10,0 | 7,8 |
| Cubierto de agua | 100 | -2,8 | -1,1 | 0 | 1,1 | 2,2 | 5,5 | 8,9 | 10,6 | 12,2 | 11,1 | 10,0 | 8,9 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 3,3 | 1,1 | 0,5 | 0,5 | -0,5 | -1,1 | -1,7 | -2,2 | -2,8 |
| | 200 | -1,7 | -1,1 | -0,5 | -0,5 | 0 | 2,8 | 5,5 | 7,2 | 8,3 | 8,3 | 8,9 | 8,3 | 8,3 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 3,9 | 2,8 | 1,7 | 0,5 | -0,5 | -1,1 | -1,7 | -1,7 |
| | 300 | -0,5 | -1,1 | -1,1 | -1,1 | -1,1 | 1,1 | 2,8 | 3,9 | 5,5 | 6,7 | 7,8 | 8,3 | 8,9 | 8,3 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,7 | 1,1 | 0,5 | 0 |
| Rociado | 100 | -2,2 | -1,1 | 0 | 1,1 | 2,2 | 4,4 | 6,7 | 8,3 | 10,0 | 9,4 | 8,9 | 8,3 | 7,8 | 6,7 | 5,5 | 3,3 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 | -1,1 | -1,1 | -1,7 | -1,7 |
| | 200 | -1,1 | -1,1 | -0,5 | -0,5 | 0 | 1,1 | 2,8 | 5,0 | 7,2 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 5,0 | 3,9 | 2,8 | 1,7 | 0,5 | 0 | 0 | -0,5 | -0,5 |
| | 300 | -0,5 | -1,1 | -1,1 | -1,1 | -1,1 | 0 | 1,1 | 2,8 | 4,4 | 5,5 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 |
| (en la sombra) | 100 | -2,8 | -2,8 | -2,2 | -1,1 | 0 | 1,1 | 3,3 | 5,0 | 6,7 | 7,2 | 7,8 | 7,2 | 6,7 | 5,5 | 4,4 | 2,8 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 | -1,7 | -2,2 | -2,8 | -2,8 |
| | 200 | -2,8 | -2,8 | -2,2 | -1,7 | -1,1 | 0 | 1,1 | 2,8 | 4,4 | 5,5 | 6,7 | 7,2 | 6,7 | 6,1 | 5,5 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0 | -0,5 | -1,7 | -2,2 | -2,8 |
| | 300 | -1,7 | -1,7 | -1,1 | -1,1 | -1,1 | -0,5 | 0 | 1,1 | 2,2 | 3,3 | 4,4 | 5,0 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,0 | 4,4 | 3,3 | 2,2 | 1,1 | 0,5 | 0 | -0,5 | -1,1 |
| | | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| | | MAÑANA | | | | | | | TARDE | | | | | | | | | | | | MAÑANA | | | | |
| | | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 20:** Corrección de la diferencia de temperatura equivalente, DTE

**Excursión térmica diaria (ET)**

**(°C)**

| Δ t (°C) | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** | **11** | **12** | **13** | **14** | **15** | **16** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **3** | -1.5 | -2 | -2.5 | -3 | -3.5 | -4 | -4.5 | -5 | -5.5 | -6 | -6.5 | -7 | -7.5 |
| **4** | -0.5 | -1 | -1.5 | -2 | -2.5 | -3 | -3.5 | -4 | -4.5 | -5 | -5.5 | -6 | -6.5 |
| **5** | 0.5 | 0 | -0.5 | -1 | -1.5 | -2 | -2.5 | -3 | -3.5 | -4 | -4.5 | -5 | -5.5 |
| **6** | 1.5 | 1 | 0.5 | 0 | -0.5 | -1 | -1.5 | -2 | -2.5 | -3 | -3.5 | -4 | -4.5 |
| **7** | 2.5 | 2 | 1.5 | 1 | 0.5 | 0 | -0.5 | -1 | -1.5 | -2 | -2.5 | -3 | -3.5 |
| **8** | 3.5 | 3 | 2.5 | 2 | 1.5 | 1 | 0.5 | 0 | -0.5 | -1 | -1.5 | -2 | -2.5 |

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **9** | 4.5 | 4 | 3.5 | 3 | 2.5 | 2 | 1.5 | 1 | 0.5 | 0 | -0.5 | -1 | -1.5 |
| **10** | 5.5 | 5 | 4.5 | 4 | 35 | 3 | 2.5 | 2 | 2.5 | 1 | 0.5 | 0 | -0.5 |
| **11** | 6.5 | 6 | 5.5 | 5 | 4.5 | 4 | 3.5 | 3 | 2.5 | 2 | 1.5 | 1 | 0.5 |
| **12** | 7.5 | 7 | 6.5 | 6 | 5.5 | 5 | 4.5 | 4 | 3.5 | 3 | 2.5 | 2 | 1.5 |
| **13** | 8.5 | 8 | 7.5 | 7 | 6.5 | 6 | 5.5 | 5 | 4.5 | 4 | 3.5 | 3 | 2.5 |
| **14** | 9.5 | 9 | 8.5 | 8 | 7.5 | 7 | 6.5 | 6 | 5.5 | 5 | 4.5 | 4 | 3.5 |
| **15** | 10.5 | 10 | 9.5 | 9 | 8.5 | 8 | 7.5 | 7 | 6.5 | 6 | 5.5 | 5 | 4.5 |
| **16** | 11.5 | 11 | 10.5 | 10 | 9.5 | 9 | 8.5 | 8 | 7.5 | 7 | 6.5 | 6 | 5.5 |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 21:** Aire de infiltraciones en $m^3/h$, por persona y por puerta.

| Tipo de local | Caudal [$m^3$/(h persona, puerta)] | |
|---|---|---|
| | Sin vestíbulo | Con vestíbulo |
| Bancos | 13.5 | 10.2 |
| Peluquerías | 8.5 | 6.5 |
| Bares | 12.0 | 9.0 |
| Estancos | 51.0 | 38.0 |
| Pequeños comercios | 13.6 | 10.2 |
| Tienda de contenidos | 4.3 | 3.2 |
| Farmacias | 11.9 | 9.0 |
| Habitación hospital | 6.0 | 4.4 |
| Sala de té | 8.5 | 6.5 |
| Restaurant | 4.3 | 3.2 |
| Comercio en general | 6.0 | 4.4 |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 22:** Calor emitido por las personas en W

| | 28 °C | | 27 °C | | 26 °C | | 24 °C | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Sensible | Latente | Sensible | Latente | Sensible | Latente | Sensible | Latente |
| Sentado en reposo | 52 | 52 | 58 | 47 | 64 | 41 | 70 | 30 |
| Sentado trabajo ligero | 52 | 64 | 58 | 58 | 64 | 52 | 70 | 47 |
| Oficinista con actividad moderada | 52 | 81 | 58 | 76 | 64 | 70 | 70 | 58 |
| Persona de pie | 52 | 81 | 58 | 87 | 64 | 81 | 76 | 70 |
| Persona de pie | 52 | 81 | 58 | 87 | 64 | 70 | 70 | 59 |
| Persona que pasea | 52 | 93 | 58 | 87 | 64 | 81 | 76 | 70 |
| Trabajando sedentario | 58 | 105 | 64 | 99 | 70 | 93 | 81 | 81 |
| Trabajo ligero taller | 58 | 163 | 64 | 157 | 70 | 151 | 87 | 134 |
| Persona que camina | 64 | 186 | 70 | 180 | 81 | 169 | 99 | 151 |
| Persona que baila | 81 | 215 | 87 | 204 | 99 | 198 | 110 | 180 |
| Persona en trabajo penoso | 134 | 291 | 140 | 291 | 145 | 295 | 151 | 268 |

**Fuente:** Miranda, 2000

**Tabla 23:** Coeficiente de transmisión global K- muros de albañilería con parámetro Verano-Invierno [Kcal/h m$^2$ °C]

| CONSTITUCIÓN DEL PARAMENTO | CONSTITUCIÓN DEL MURO | ESPESOR (cm) y peso (kg/m²) | REVESTIMIENTO INTERIOR | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Ninguno | Yeso (10) | Enlucido 15 mm | | Entramado metálico sobre forro | | Yeso 10 mm o entramado de madera sobre forro | | Paneles aislantes sin enlucido o con enlucido sobre forro | |
| | | | | | De arena (30) | Ligero (15) | Enlucido de arena 20 mm (35) | Enlucido ligero 20 mm (15) | Enlucido de arena 12 mm (35) | Enlucido ligero 12 mm (10) | Panel de 12 mm (10) | Panel de 25 mm (20) |
| Ladrillo de paramento 10 cm (215) o Adoquín 10 cm (250) o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 10 y 15 cm (190) y (290) | Aglomerado (escorias) | 10 (97) | 2,00 | 1,81 | 1,90 | 1,71 | 1,37 | 1,27 | 1,27 | 1,22 | 1,02 | 0,78 |
| | | 20 (180) | 1,61 | 1,46 | 1,56 | 1,42 | 1,17 | 1,07 | 1,12 | 1,02 | 0,88 | 0,68 |
| | | 30 (258) | 1,51 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 1,02 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,63 |
| | (Ligero) | 10 (83) | 1,71 | 1,56 | 1,66 | 1,51 | 1,22 | 1,12 | 1,17 | 1,07 | 0,93 | 0,73 |
| | | 20 (156) | 1,46 | 1,37 | 1,42 | 1,32 | 1,12 | 1,02 | 1,02 | 0,98 | 0,83 | 0,68 |
| | | 30 (209) | 1,37 | 1,27 | 1,32 | 1,22 | 1,02 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,83 | 0,63 |
| | (Arena y grava) | 10 (112) | 2,39 | 2,15 | 2,25 | 2,00 | 1,56 | 1,42 | 1,42 | 1,32 | 1,07 | 0,83 |
| | | 20 (209) | 2,00 | 1,81 | 1,90 | 1,71 | 1,37 | 1,27 | 1,27 | 1,22 | 1,02 | 0,78 |
| | | 30 (307) | 1,85 | 1,71 | 1,81 | 1,61 | 1,32 | 1,22 | 1,22 | 1,17 | 0,98 | 0,73 |
| | Ladrillo hueco | 10 (78) | 2,00 | 1,81 | 1,90 | 1,71 | 1,37 | 1,27 | 1,27 | 1,22 | 1,02 | 0,78 |
| | | 20 (146) | 1,51 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 1,07 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,68 |
| | | 30 (195) | 1,27 | 1,22 | 1,22 | 1,17 | 0,98 | 0,93 | 0,93 | 0,88 | 0,78 | 0,63 |
| | Hormigón (ligero) 1300 kg/m³ | 10 (126) | 1,71 | 1,51 | 1,66 | 1,51 | 1,22 | 1,12 | 1,17 | 1,07 | 0,93 | 0,73 |
| | | 15 (195) | 1,32 | 1,22 | 1,32 | 1,22 | 1,02 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,78 | 0,63 |
| | | 20 (263) | 1,07 | 1,02 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,83 | 0,83 | 0,78 | 0,68 | 0,59 |
| | (Arena y grava) | 10 (229) | 2,93 | 2,59 | 2,73 | 2,39 | 1,76 | 1,56 | 1,61 | 1,51 | 1,22 | 0,88 |
| | | 15 (341) | 2,68 | 2,39 | 2,54 | 2,20 | 1,46 | 1,51 | 1,56 | 1,42 | 1,17 | 0,83 |
| | | 20 (453) | 2,49 | 2,20 | 2,34 | 2,05 | 1,56 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 0,83 |
| | Ladrillo ordinario | 10 (195) | 2,39 | 2,05 | 2,25 | 2,00 | 1,56 | 1,42 | 1,42 | 1,32 | 1,07 | 0,78 |
| | | 20 (390) | 1,71 | 1,51 | 1,66 | 1,51 | 1,22 | 1,12 | 1,17 | 1,07 | 0,93 | 0,73 |
| Ladrillo ordinario 10 cm (200) o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 20 y 25 cm (390) (490) o Aglomerado 10 cm (115) (arena) o Adoquín 20 cm (500) | Aglomerado (escorias) | 10 (97) | 1,76 | 1,61 | 1,71 | 1,56 | 1,27 | 1,17 | 1,17 | 1,12 | 0,93 | 0,73 |
| | | 20 (180) | 1,42 | 1,37 | 1,42 | 1,27 | 1,07 | 1,02 | 1,02 | 0,98 | 0,83 | 0,68 |
| | | 30 (258) | 1,37 | 1,27 | 1,32 | 1,22 | 1,02 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,83 | 0,63 |
| | (Ligero) | 10 (83) | 1,56 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 1,07 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,68 |
| | | 20 (156) | 1,32 | 1,27 | 1,27 | 1,22 | 1,02 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,83 | 0,63 |
| | | 30 (209) | 1,22 | 1,17 | 1,22 | 1,12 | 0,98 | 0,93 | 0,93 | 0,88 | 0,78 | 0,63 |
| | (Arena y grava) | 10 (112) | 2,05 | 1,85 | 1,95 | 1,76 | 1,42 | 1,27 | 1,32 | 1,22 | 1,02 | 0,78 |
| | | 20 (209) | 1,76 | 1,61 | 1,71 | 1,56 | 1,27 | 1,17 | 1,17 | 1,12 | 0,93 | 0,73 |
| | | 30 (307) | 1,66 | 1,56 | 1,61 | 1,46 | 1,22 | 1,12 | 1,12 | 1,07 | 0,93 | 0,73 |
| | Ladrillo hueco | 10 (78) | 1,76 | 1,61 | 1,71 | 1,56 | 1,27 | 1,17 | 1,17 | 1,12 | 0,93 | 0,73 |
| | | 20 (146) | 1,37 | 1,32 | 1,37 | 1,27 | 1,07 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,83 | 0,63 |
| | | 30 (195) | 1,17 | 1,12 | 1,12 | 1,07 | 0,93 | 0,88 | 0,88 | 0,83 | 0,73 | 0,59 |
| | Hormigón ligero 1300 kg/m³ | 10 (126) | 1,56 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 1,07 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,68 |
| | | 15 (195) | 1,22 | 1,12 | 1,22 | 1,12 | 0,98 | 0,88 | 0,93 | 0,88 | 0,73 | 0,63 |
| | | 20 (263) | 1,02 | 0,98 | 0,98 | 0,93 | 0,83 | 0,78 | 0,78 | 0,78 | 0,68 | 0,54 |
| | (Arena y grava) | 10 (112) | 2,44 | 2,20 | 2,34 | 2,05 | 1,56 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 0,83 |
| | | 15 (209) | 2,29 | 2,05 | 2,15 | 1,90 | 1,51 | 1,37 | 1,42 | 1,32 | 1,07 | 0,83 |
| | | 20 (307) | 2,10 | 1,95 | 2,00 | 1,81 | 1,42 | 1,32 | 1,37 | 1,27 | 1,02 | 0,78 |
| | Ladrillo ordinario | 10 (195) | 2,05 | 1,81 | 1,95 | 1,76 | 1,42 | 1,27 | 1,32 | 1,27 | 1,02 | 0,78 |
| | | 20 (390) | 1,56 | 1,42 | 1,46 | 1,37 | 1,12 | 1,07 | 1,07 | 1,02 | 0,88 | 0,68 |

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 24:** Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura °C

| Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior | VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| -16 | -21,2 | -21,7 | -22,3 | -22,8 | -23,3 | -23,8 | -24,2 | -24,7 | -25,1 | -25,6 | -26,0 | -26,5 | -27,0 | -27,4 | -27,9 | -28,8 | -29,3 | -29,8 |
| -12 | -17,2 | -17,7 | -18,3 | -18,8 | -19,3 | -19,8 | -20,2 | -20,7 | -21,1 | -21,6 | -22,0 | -22,5 | -23,0 | -23,4 | -23,9 | -24,8 | -25,3 | -25,8 |
| -8 | -13,2 | -13,7 | -14,3 | -14,8 | -15,3 | -15,8 | -16,2 | -16,7 | -17,1 | -17,6 | -18,0 | -18,5 | -19,0 | -19,4 | -19,9 | -20,8 | -21,3 | -21,8 |
| -4 | -9,2 | -9,7 | -10,3 | -10,8 | -11,3 | -11,8 | -12,2 | -12,7 | -13,1 | -13,6 | -14,0 | -14,5 | -15,0 | -15,4 | -15,9 | -16,8 | -17,3 | -17,8 |
| 0 | -5,0 | -5,5 | -6,1 | -6,6 | -7,1 | -7,6 | -8,0 | -8,5 | -8,9 | -9,4 | -9,8 | -10,3 | -10,8 | -11,2 | -11,7 | -12,6 | -13,1 | -13,6 |
| +2 | -3,1 | -3,6 | -4,2 | -4,7 | -5,2 | -5,6 | -6,1 | -6,6 | -7,0 | -7,5 | -7,9 | -8,4 | -8,9 | -9,3 | -9,8 | -10,6 | -11,1 | -11,7 |
| +4 | -1,1 | -1,6 | -2,2 | -2,7 | -3,2 | -3,6 | -4,1 | -4,6 | -5,0 | -5,5 | -5,9 | -6,4 | -6,9 | -7,3 | -7,8 | -8,6 | -9,1 | -9,7 |
| +6 | 0,8 | 0,3 | -0,3 | -0,8 | -1,3 | -1,7 | -2,2 | -2,7 | -3,1 | -3,6 | -4,0 | -4,5 | -5,0 | -5,4 | -5,9 | -6,7 | -7,2 | -7,8 |
| +8 | 2,8 | 2,3 | 1,7 | 1,2 | 0,7 | 0,3 | 0 | -0,7 | -1,1 | -1,6 | -2,0 | -2,5 | -3,0 | -3,4 | -3,9 | -4,7 | -5,2 | -5,8 |
| +10 | 4,7 | 4,2 | 3,6 | 3,1 | 2,6 | 2,2 | 1,7 | 1,2 | 0,8 | 0,3 | -0,1 | -0,6 | -1,1 | -1,5 | -2,0 | -2,8 | -3,3 | -3,9 |
| +12 | 6,8 | 6,3 | 5,7 | 5,2 | 4,7 | 4,3 | 3,8 | 3,3 | 2,9 | 2,4 | 1,8 | 1,3 | 0,8 | 0,4 | -0,1 | -0,7 | -1,2 | -1,8 |
| +14 | 8,8 | 8,3 | 7,7 | 7,2 | 6,7 | 6,3 | 5,8 | 5,3 | 4,9 | 4,4 | 3,8 | 3,3 | 2,8 | 2,4 | 1,9 | 1,3 | 0,8 | 0,2 |
| +16 | 10,8 | 10,3 | 9,7 | 9,2 | 8,7 | 8,3 | 7,8 | 7,3 | 6,9 | 6,4 | 5,8 | 5,3 | 4,8 | 4,4 | 3,9 | 3,3 | 2,8 | 2,2 |
| +18 | 12,8 | 12,3 | 11,7 | 11,2 | 10,7 | 10,3 | 9,8 | 9,3 | 8,9 | 8,4 | 7,8 | 7,3 | 6,8 | 6,4 | 5,9 | 5,3 | 4,8 | 4,2 |
| +20 | 14,8 | 14,3 | 13,7 | 13,2 | 12,7 | 12,3 | 11,8 | 11,3 | 10,9 | 10,4 | 9,8 | 9,3 | 8,8 | 8,4 | 7,9 | 7,3 | 6,8 | 6,2 |
| +22 | 16,9 | 16,4 | 15,8 | 15,3 | 14,8 | 14,4 | 13,9 | 13,4 | 13,0 | 12,5 | 11,9 | 11,4 | 10,9 | 10,5 | 10,0 | 9,4 | 8,9 | 8,3 |

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 25:** Aportaciones solares a través de vidrio sencillo Kcal/ h x m$^2$ de abertura

**40º** **40º**

| 0º LATITUD NORTE | | HORA SOLAR | | | | | | | | | | | | | 0º LATITUD SUR | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Época | Orientación | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | Orientación | Época |
| 21 Junio | N | 87 | 54 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 54 | 86 | S | 22 Diciembre |
| | NE | 320 | 360 | 303 | 198 | 81 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 27 | 16 | SE | |
| | E | 341 | 436 | 439 | 385 | 257 | 119 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 27 | 16 | E | |
| | SE | 138 | 238 | 295 | 301 | 268 | 192 | 92 | 38 | 38 | 35 | 32 | 27 | 16 | NE | |
| | S | 16 | 27 | 32 | 51 | 94 | 119 | 146 | 119 | 94 | 51 | 32 | 27 | 16 | N | |
| | SO | 16 | 27 | 32 | 35 | 38 | 38 | 92 | 192 | 268 | 301 | 295 | 238 | 138 | NO | |
| | O | 16 | 27 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 119 | 257 | 385 | 439 | 436 | 341 | O | |
| | NO | 16 | 27 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 81 | 198 | 303 | 360 | 320 | SO | |
| | Horizontal | 84 | 222 | 363 | 485 | 569 | 629 | 642 | 629 | 569 | 485 | 363 | 222 | 84 | Horizontal | |
| 22 Julio y 21 Mayo | N | 65 | 38 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 38 | 65 | S | 21 Enero y 21 Noviembre |
| | NE | 287 | 344 | 284 | 179 | 70 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 27 | 13 | SE | |
| | E | 320 | 436 | 444 | 390 | 265 | 116 | 38 | 38 | 38 | 35 | 32 | 27 | 13 | E | |
| | SE | 146 | 260 | 322 | 339 | 298 | 222 | 113 | 40 | 38 | 35 | 32 | 27 | 13 | NE | |
| | S | 13 | 27 | 35 | 70 | 119 | 170 | 187 | 170 | 119 | 70 | 35 | 27 | 13 | N | |
| | SO | 13 | 27 | 32 | 35 | 38 | 40 | 113 | 222 | 298 | 339 | 322 | 260 | 146 | NO | |
| | O | 13 | 27 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 116 | 265 | 390 | 444 | 436 | 320 | O | |
| | NO | 13 | 27 | 32 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 70 | 179 | 284 | 344 | 287 | SO | |
| | Horizontal | 65 | 198 | 341 | 463 | 550 | 610 | 631 | 610 | 550 | 463 | 341 | 198 | 65 | Horizontal | |
| 24 Agosto y 20 Abril | N | 19 | 21 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 21 | 19 | S | 20 Febrero y 23 Octubre |
| | NE | 184 | 276 | 222 | 124 | 43 | 38 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 21 | 8 | SE | |
| | E | 227 | 398 | 439 | 393 | 273 | 122 | 38 | 38 | 38 | 35 | 29 | 21 | 8 | E | |
| | SE | 130 | 284 | 374 | 396 | 377 | 290 | 179 | 67 | 38 | 35 | 29 | 21 | 8 | NE | |
| | S | 8 | 21 | 65 | 138 | 241 | 263 | 276 | 263 | 241 | 138 | 65 | 21 | 8 | N | |
| | SO | 8 | 21 | 29 | 35 | 38 | 67 | 179 | 290 | 377 | 396 | 374 | 284 | 130 | NO | |
| | O | 8 | 21 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 122 | 273 | 393 | 439 | 398 | 227 | O | |
| | NO | 8 | 21 | 29 | 35 | 38 | 38 | 38 | 38 | 43 | 124 | 222 | 276 | 184 | SO | |
| | Horizontal | 24 | 127 | 271 | 406 | 501 | 556 | 580 | 556 | 501 | 406 | 271 | 127 | 24 | Horizontal | |
| 22 Septiembre y 22 Marzo | N | 0 | 13 | 24 | 32 | 35 | 35 | 38 | 35 | 35 | 32 | 24 | 13 | 0 | S | 22 Marzo y 22 Septiembre |
| | NE | 0 | 138 | 157 | 70 | 35 | 35 | 38 | 35 | 35 | 32 | 24 | 13 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 314 | 404 | 377 | 268 | 122 | 38 | 35 | 35 | 32 | 24 | 13 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 257 | 390 | 439 | 425 | 360 | 244 | 111 | 38 | 32 | 24 | 13 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 32 | 119 | 219 | 298 | 330 | 329 | 330 | 298 | 219 | 119 | 32 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 13 | 24 | 32 | 38 | 111 | 244 | 360 | 425 | 439 | 390 | 257 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 13 | 24 | 32 | 35 | 35 | 38 | 122 | 268 | 377 | 404 | 314 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 13 | 24 | 32 | 35 | 35 | 38 | 35 | 35 | 70 | 157 | 138 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 57 | 181 | 336 | 414 | 477 | 496 | 477 | 414 | 336 | 181 | 57 | 0 | Horizontal | |
| 23 Octubre y 20 Febrero | N | 0 | 5 | 16 | 27 | 29 | 32 | 32 | 32 | 29 | 27 | 16 | 5 | 0 | S | 20 Abril y 24 Agosto |
| | NE | 0 | 94 | 89 | 32 | 29 | 32 | 32 | 32 | 29 | 27 | 16 | 5 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 230 | 317 | 330 | 238 | 105 | 32 | 32 | 29 | 27 | 16 | 5 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 219 | 358 | 336 | 442 | 390 | 290 | 170 | 54 | 27 | 16 | 5 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 57 | 160 | 282 | 371 | 417 | 439 | 417 | 371 | 282 | 160 | 57 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 5 | 16 | 27 | 54 | 170 | 290 | 390 | 442 | 336 | 358 | 219 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 5 | 16 | 27 | 29 | 32 | 32 | 105 | 238 | 339 | 317 | 230 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 5 | 16 | 27 | 29 | 32 | 32 | 32 | 29 | 32 | 89 | 94 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 21 | 78 | 173 | 273 | 333 | 349 | 333 | 273 | 173 | 78 | 21 | 0 | Horizontal | |
| 21 Noviembre y 21 Enero | N | 0 | 0 | 8 | 19 | 24 | 27 | 29 | 27 | 24 | 19 | 8 | 0 | 0 | S | 21 Mayo y 23 Julio |
| | NE | 0 | 0 | 32 | 19 | 24 | 27 | 29 | 27 | 24 | 19 | 8 | 0 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 0 | 246 | 271 | 200 | 89 | 29 | 27 | 24 | 19 | 8 | 0 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 0 | 295 | 390 | 423 | 390 | 314 | 189 | 73 | 19 | 8 | 0 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 0 | 160 | 282 | 377 | 428 | 450 | 428 | 377 | 282 | 160 | 0 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 0 | 8 | 19 | 73 | 189 | 314 | 390 | 423 | 390 | 295 | 0 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 0 | 8 | 19 | 24 | 27 | 29 | 89 | 200 | 271 | 246 | 0 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 0 | 8 | 19 | 24 | 27 | 29 | 27 | 24 | 19 | 32 | 0 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 0 | 43 | 116 | 198 | 249 | 279 | 249 | 198 | 116 | 43 | 0 | 0 | Horizontal | |
| 22 Diciembre | N | 0 | 0 | 5 | 16 | 24 | 27 | 27 | 27 | 24 | 16 | 5 | 0 | 0 | S | 21 Junio |
| | NE | 0 | 0 | 19 | 16 | 24 | 27 | 27 | 27 | 24 | 16 | 5 | 0 | 0 | SE | |
| | E | 0 | 0 | 195 | 233 | 184 | 84 | 27 | 27 | 24 | 16 | 5 | 0 | 0 | E | |
| | SE | 0 | 0 | 238 | 363 | 401 | 385 | 311 | 198 | 81 | 19 | 5 | 0 | 0 | NE | |
| | S | 0 | 0 | 138 | 268 | 363 | 428 | 447 | 428 | 363 | 268 | 138 | 0 | 0 | N | |
| | SO | 0 | 0 | 5 | 19 | 81 | 198 | 311 | 385 | 401 | 363 | 238 | 0 | 0 | NO | |
| | O | 0 | 0 | 5 | 16 | 24 | 27 | 27 | 84 | 184 | 233 | 195 | 0 | 0 | O | |
| | NO | 0 | 0 | 5 | 16 | 24 | 27 | 27 | 27 | 24 | 16 | 19 | 0 | 0 | SO | |
| | Horizontal | 0 | 0 | 21 | 86 | 149 | 206 | 239 | 206 | 149 | 86 | 21 | 0 | 0 | Horizontal | |

| Correcciones | Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17 | Defecto de limpieza 15 % máx. | Altitud + 0,7 % por 300 m | Punto de rocío superior a 19,5º C − 14 % por 10 ºC | Punto de rocío superior a 19,5 ºC + 14 % por 10º C | Latitud ser Dic. o Enero + 7 % |
|---|---|---|---|---|---|---|

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 26:** Máximas aportaciones solares a través de cristal sencillo Kcal/h $m^2$

| LATITUD NORTE | MES | ORIENTACIÓN (LATITUD NORTE) | | | | | | | | | MES | LATITUD SUR |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | N** | NE | E | SE | S | SO | O | NO | Horiz. | | |
| 0° | Junio | 160 | 423 | 398 | 113 | 38 | 113 | 398 | 423 | 612 | Diciembre | 0° |
| | Julio y Mayo | 130 | 414 | 412 | 141 | 38 | 141 | 412 | 414 | 631 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 67 | 382 | 442 | 214 | 38 | 214 | 442 | 382 | 664 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 27 | 320 | 452 | 320 | 38 | 320 | 452 | 320 | 678 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 27 | 214 | 442 | 382 | 92 | 382 | 442 | 214 | 664 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 27 | 141 | 412 | 414 | 181 | 414 | 412 | 141 | 631 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 27 | 113 | 398 | 423 | 222 | 423 | 398 | 113 | 612 | Junio | |
| 10° | Junio | 108 | 414 | 420 | 149 | 38 | 149 | 420 | 414 | 659 | Diciembre | 10° |
| | Julio y Mayo | 81 | 401 | 428 | 179 | 38 | 179 | 428 | 401 | 669 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 35 | 352 | 442 | 254 | 38 | 254 | 442 | 352 | 678 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 27 | 279 | 444 | 344 | 75 | 344 | 444 | 279 | 669 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 27 | 179 | 420 | 404 | 198 | 404 | 420 | 179 | 623 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 24 | 100 | 387 | 436 | 287 | 273 | 387 | 100 | 569 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 24 | 75 | 371 | 442 | 324 | 442 | 371 | 75 | 547 | Junio | |
| 20° | Junio | 70 | 417 | 433 | 198 | 38 | 198 | 433 | 417 | 678 | Diciembre | 20° |
| | Julio y Mayo | 51 | 374 | 442 | 230 | 38 | 230 | 442 | 374 | 680 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 29 | 320 | 447 | 306 | 70 | 306 | 447 | 320 | 669 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 27 | 235 | 442 | 379 | 176 | 379 | 442 | 235 | 631 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 24 | 141 | 398 | 433 | 301 | 433 | 398 | 141 | 564 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 21 | 70 | 347 | 444 | 382 | 444 | 347 | 70 | 488 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 21 | 48 | 328 | 452 | 404 | 452 | 328 | 48 | 461 | Junio | |
| 30° | Junio | 54 | 377 | 436 | 244 | 57 | 244 | 436 | 377 | 678 | Diciembre | 30° |
| | Julio y Mayo | 43 | 355 | 444 | 271 | 81 | 271 | 444 | 355 | 667 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 29 | 292 | 447 | 349 | 170 | 349 | 447 | 292 | 637 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 24 | 244 | 428 | 412 | 284 | 412 | 428 | 244 | 574 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 21 | 105 | 366 | 442 | 393 | 442 | 366 | 105 | 485 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 19 | 43 | 314 | 439 | 431 | 439 | 314 | 43 | 393 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 16 | 32 | 284 | 439 | 442 | 439 | 284 | 32 | 355 | Junio | |
| 40° | Junio | 46 | 360 | 439 | 301 | 146 | 301 | 439 | 360 | 642 | Diciembre | 40° |
| | Julio y Mayo | 40 | 344 | 444 | 339 | 187 | 339 | 444 | 344 | 631 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 29 | 276 | 439 | 395 | 276 | 396 | 439 | 276 | 580 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 24 | 157 | 404 | 439 | 379 | 439 | 404 | 157 | 496 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 19 | 94 | 330 | 442 | 439 | 442 | 330 | 94 | 349 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 13 | 32 | 271 | 423 | 450 | 423 | 271 | 32 | 279 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 13 | 27 | 233 | 401 | 447 | 401 | 233 | 27 | 230 | Junio | |
| 50° | Junio | 43 | 341 | 444 | 366 | 252 | 366 | 444 | 341 | 596 | Diciembre | 50° |
| | Julio y Mayo | 38 | 317 | 442 | 387 | 287 | 387 | 442 | 317 | 572 | Nov. y Enero | |
| | Agosto y Abril | 29 | 254 | 428 | 425 | 374 | 425 | 428 | 254 | 501 | Oct. y Febrero | |
| | Sept. y Marzo | 21 | 157 | 374 | 442 | 428 | 442 | 374 | 157 | 401 | Sept. y Marzo | |
| | Oct. y Febrero | 13 | 78 | 284 | 425 | 452 | 425 | 284 | 78 | 254 | Agosto y Abril | |
| | Nov. y Enero | 10 | 24 | 173 | 344 | 414 | 344 | 173 | 24 | 143 | Julio y Mayo | |
| | Diciembre | 8 | 19 | 127 | 314 | 382 | 314 | 127 | 19 | 108 | Junio | |
| | | S | SE | E | NE | N | NO | O | SO | Horiz. | | |
| | | ORIENTACIÓN (LATITUD SUR) | | | | | | | | | | |

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 27:** Coeficientes de transmisión global K- Ventanas, Claraboyas, Puertas y Paredes en baldosas o adoquines de vidrio [kcal/h m$^2$ °C]

| VIDRIO | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Vertical | | | | | | | Horizontal | | | |
| | Sencillo | Doble | | | Triple | | | Sencillo | | Doble | |
| Espesor de la lámina de aire (mm) | | 6 | 13 | 20 - 100 | 6 | 13 | 20 - 100 | Verano | Invierno | Verano | Invierno |
| Chasis simple | 5,5 | 3,0 | 2,7 | 2,6 | 2,0 | 1,7 | 1,6 | 4,2 | 6,8 | 2,4 | 3,4 |
| Chasis doble | 2,6 | | | | | | | 2,1 | 3,1 | | |

| PUERTA | | |
|---|---|---|
| Espesor de la puerta (cm) | Valor de K puerta sencilla | Valor de K puerta doble chasis o armadura |
| 2,5 | 3,4 | 1,7 |
| 3,2 | 2,9 | 1,6 |
| 3,8 | 2,6 | 1,5 |
| 4,4 | 2,5 | 1,5 |
| 5,1 | 2,3 | 1,4 |
| 6,3 | 1,9 | 1,2 |
| 7,6 | 1,6 | 1,1 |
| Vidrio (herculita de 19 mm) | 5,1 | 2,1 |

| PAREDES FORMADAS POR BLOQUES O BALDOSAS DE VIDRIO | |
|---|---|
| Especificaciones * | Valor de K |
| 146 × 146 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 150 × 150 × 100 (70) | 3,0 |
| 197 × 197 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 200 × 200 × 100 (70) | 2,7 |
| 297 × 297 × 98 mm espesor. Dimensiones nominales 300 × 300 × 100 (80) | 2,5 |
| 197 × 197 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70) | 2,3 |
| 297 × 297 × 98 mm espesor con pantalla fibra de vidrio (80) | 2,1 |

Ecuación: Ganancias o pérdidas kcal/h = (Área, m²) × K × (Temperatura exterior − Temperatura interior).

* Los números entre paréntesis corresponden al peso (kg) por unidad de superficie (m²).

**Fuente:** Carrier, 1980

**Tabla 28:** Factores recomendados de calor ganado para equipos de computación

| Equipment | Description | Nameplate Power Consumption, W | Average Power Consumption, W |
|---|---|---|---|
| Desktop computer[a] | Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM | 480 | 73 |
| | Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM | 480 | 49 |
| | Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM | 690 | 77 |
| | Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM | 690 | 48 |
| | Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM | 1200 | 97 |
| Laptop computer[b] | Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 430 mm screen | 130 | 36 |
| | Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 430 mm screen | 90 | 23 |
| | Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 355 mm screen | 90 | 31 |
| | Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 355 mm screen, tablet PC | 90 | 29 |
| | Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM, 355 mm screen) | 70 | 22 |
| | Manufacturer 3; 900 MHz processor, 256 MB RAM (265 mm screen) | 50 | 12 |
| Flat-panel monitor[c] | Manufacturer X (model A); 760 mm screen | 383 | 90 |
| | Manufacturer X (model B); 560 mm screen | 360 | 36 |
| | Manufacturer Y (model A), 480 mm screen | 288 | 28 |
| | Manufacturer Y (model B), 430 mm screen | 240 | 27 |
| | Manufacturer Z (model A), 430 mm screen | 240 | 29 |
| | Manufacturer Z (model C), 380 mm screen | 240 | 19 |

**Fuente:** ASHRAE, 2009

**Tabla 29:** Factores recomendados de calor ganado para equipos de computación.

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

**Fuente:** ASHRAE, 2009

**Tabla 30:** Valores usuales del factor By-pass

| Factor de by-pass | Tipo de aplicación | Ejemplo |
|---|---|---|
| 0.30 a 0.50 | Balance pequeño o medio con pequeño FCS (ganancias latentes grandes) | Departamentos |
| 0.20 a 0.30 | Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño, algo mayor pero pequeño FCS | Tiendas pequeñas, fábricas |
| 0.10 a 0.20 | Acondicionamiento de confort clásico | Tiendas grandes, bancos, fábricas |
| 0.05 a 0.10 | Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande | Tiendas grandes, restaurantes, fábricas |
| 0.00 a 0.05 | Funcionamiento con aire exterior total | Hospital, quirófanos, fábricas |

**Fuente:** Díaz y Barreneche, 2005

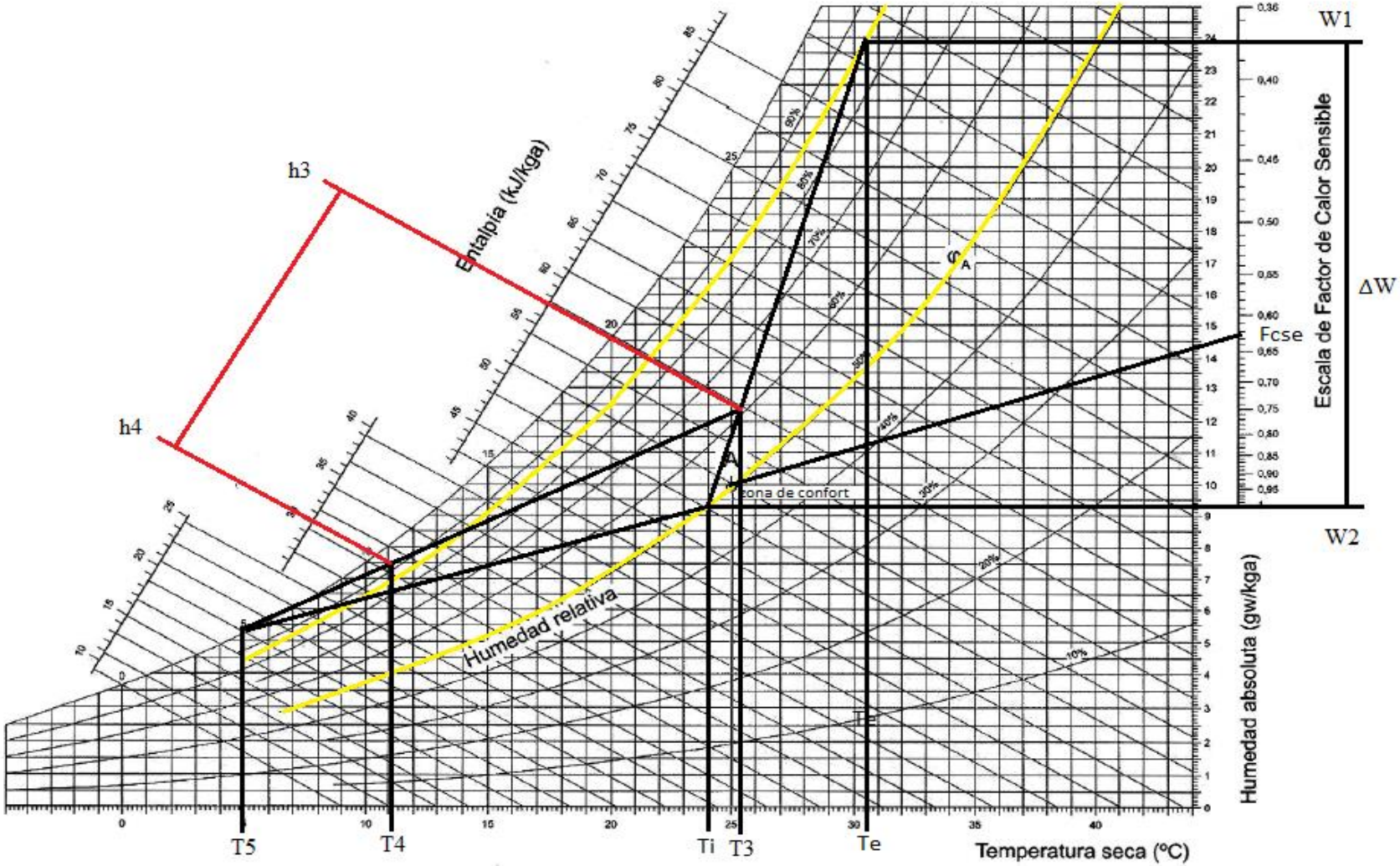
Anexo 2: Planos del GAD Marcabelí

2.1 PLANO DEL GAD MARCABELÍ DIVIDIDO EN TRES SECCIONES (Vista de planta)

2.2 Sistema de aire acondicionado VRV del GAD Marcabelí (vista de planta)

2.3 Sistema de aire acondicionado VRV del GAD Marcabelí (vistas laterales)

Anexo 3: Diagrama psicrométrico



Anexo 4: Determinación de la temperatura real exterior de bulbo seco de Marcabelí, mediante tabulación de datos de www.accuweather.com

| TEMPERATURA DIARIA REAL DE MARCABELÍ DESDE EL AÑO 2014 A LA ACTUALIDAD EN FARENHEIT | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| AÑO | | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA |
| | MES | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| 2014 | ENERO | 92 | 93 | 86 | 92 | 90 | 85 | 84 | 87 | 90 | 87 | 84 | 90 | 85 | 84 | 87 |
| | FEBRERO | 90 | 89 | 82 | 83 | 77 | 91 | 89 | 84 | 86 | 84 | 88 | 92 | 85 | 90 | 83 |
| | MARZO | 89 | 89 | 94 | 91 | 88 | 90 | 88 | 86 | 85 | 88 | 88 | 83 | 89 | 88 | 88 |
| | ABRIL | 86 | 90 | 84 | 88 | 90 | 91 | 88 | 86 | 88 | 88 | 85 | 86 | 90 | 84 | 88 |
| | MAYO | 81 | 88 | 84 | 88 | 90 | 85 | 90 | 86 | 91 | 84 | 88 | 90 | 90 | 86 | 88 |
| | JUNIO | 88 | 89 | 87 | 87 | 86 | 86 | 85 | 88 | 91 | 89 | 87 | 85 | 83 | 87 | 88 |
| | JULIO | 89 | 85 | 88 | 86 | 85 | 89 | 85 | 83 | 89 | 87 | 84 | 91 | 84 | 85 | 83 |
| | AGOSTO | 86 | 89 | 86 | 79 | 89 | 90 | 90 | 83 | 80 | 84 | 85 | 87 | 85 | 84 | 85 |
| | SEPTIEMBRE | 84 | 82 | 87 | 84 | 88 | 85 | 82 | 83 | 90 | 89 | 84 | 85 | 93 | 93 | 81 |
| | OCTUBRE | 89 | 89 | 87 | 88 | 84 | 85 | 88 | 88 | 89 | 90 | 81 | 88 | 88 | 90 | 89 |
| | NOVIEMBRE | 84 | 82 | 90 | 86 | 79 | 84 | 91 | 91 | 90 | 86 | 84 | 85 | 88 | 87 | 73 |
| | DICIEMBRE | 84 | 88 | 88 | 93 | 90 | 94 | 79 | 88 | 92 | 92 | 94 | 89 | 87 | 87 | 89 |
| 2015 | ENERO | 89 | 91 | 93 | 84 | 94 | 88 | 91 | 91 | 89 | 93 | 93 | 95 | 89 | 92 | 93 |
| | FEBRERO | 86 | 92 | 91 | 90 | 87 | 87 | 89 | 87 | 88 | 92 | 92 | 84 | 83 | 90 | 84 |
| | MARZO | 87 | 94 | 86 | 91 | 89 | 88 | 89 | 88 | 90 | 87 | 93 | 91 | 87 | 87 | 80 |
| | ABRIL | 88 | 88 | 91 | 90 | 88 | 91 | 90 | 87 | 88 | 103 | 90 | 91 | 90 | 85 | 86 |
| | MAYO | 90 | 89 | 90 | 89 | 89 | 91 | 88 | 90 | 90 | 90 | 91 | 89 | 88 | 91 | 89 |
| | JUNIO | 91 | 91 | 89 | 87 | 89 | 89 | 87 | 84 | 90 | 88 | 89 | 90 | 89 | 89 | 86 |
| | JULIO | 91 | 91 | 89 | 83 | 90 | 93 | 88 | 87 | 86 | 88 | 87 | 86 | 87 | 89 | 90 |
| | AGOSTO | 86 | 87 | 87 | 90 | 87 | 89 | 85 | 87 | 85 | 84 | 87 | 88 | 90 | 85 | 87 |
| | SEPTIEMBRE | 86 | 90 | 91 | 88 | 83 | 92 | 88 | 86 | 87 | 87 | 87 | 94 | 94 | 86 | 87 |
| | OCTUBRE | 85 | 88 | 86 | 90 | 90 | 83 | 85 | 85 | 91 | 91 | 89 | 84 | 91 | 85 | 81 |
| | NOVIEMBRE | 87 | 88 | 88 | 88 | 87 | 86 | 85 | 83 | 83 | 84 | 82 | 84 | 84 | 84 | 83 |
| | DICIEMBRE | 82 | 85 | 86 | 86 | 86 | 86 | | | | | | | | | |

| DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | DÍA | T_prom |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | |
| 90 | 85 | 84 | 87 | 87 | 84 | 87 | 84 | 83 | 85 | 88 | 83 | 86 | 83 | 85 | 92 | 86,7 |
| 86 | 86 | 84 | 88 | 86 | 83 | 89 | 80 | 89 | 84 | 85 | 87 | 90 | | | | 86,1 |
| 88 | 90 | 91 | 90 | 90 | 84 | 90 | 91 | 88 | 90 | 90 | 88 | 91 | 90 | 86 | 90 | 88,7 |
| 90 | 88 | 90 | 88 | 86 | 90 | 88 | 90 | 90 | 88 | 88 | 91 | 82 | 84 | 86 | | 84,9 |
| 85 | 88 | 88 | 88 | 86 | 86 | 86 | 88 | 82 | 88 | 86 | 86 | 88 | 84 | 86 | 83 | 86,7 |
| 86 | 88 | 84 | 89 | 89 | 91 | 88 | 86 | 85 | 87 | 90 | 91 | 87 | 89 | 88 | | 84,6 |
| 85 | 82 | 82 | 84 | 85 | 87 | 87 | 79 | 86 | 86 | 88 | 89 | 86 | 89 | 89 | 89 | 86,0 |
| 88 | 88 | 84 | 84 | 86 | 87 | 86 | 85 | 83 | 86 | 88 | 87 | 86 | 83 | 87 | 86 | 85,7 |
| 87 | 85 | 87 | 91 | 88 | 78 | 83 | 89 | 84 | 86 | 87 | 88 | 86 | 86 | 88 | | 86,1 |
| 84 | 88 | 94 | 90 | 87 | 89 | 82 | 81 | 82 | 86 | 86 | 87 | 83 | 82 | 84 | 85 | 86,5 |
| 90 | 87 | 88 | 84 | 91 | 84 | 87 | 83 | 85 | 91 | 86 | 89 | 84 | 88 | 89 | | 86,2 |
| 89 | 92 | 92 | 92 | 89 | 89 | 85 | 94 | 94 | 95 | 92 | 86 | 89 | 91 | 94 | 93 | 90,0 |
| 86 | 94 | 83 | 90 | 88 | 89 | 89 | 87 | 93 | 92 | 83 | 82 | 90 | 81 | 88 | 89 | 89,3 |
| 93 | 88 | 84 | 84 | 91 | 89 | 92 | 87 | 90 | 90 | 84 | 85 | 86 | | | | 85,0 |
| 88 | 84 | 84 | 89 | 83 | 92 | 89 | 90 | 90 | 80 | 91 | 87 | 82 | 86 | 84 | 88 | 87,5 |
| 88 | 90 | 86 | 90 | 91 | 90 | 89 | 88 | 85 | 91 | 85 | 87 | 89 | 88 | 90 | | 89,1 |
| 90 | 92 | 92 | 88 | 93 | 89 | 90 | 86 | 87 | 90 | 90 | 89 | 84 | 88 | 89 | 90 | 89,4 |
| 89 | 89 | 83 | 91 | 90 | 88 | 90 | 83 | 91 | 90 | 89 | 88 | 86 | 85 | 91 | | 88,4 |
| 91 | 90 | 80 | 84 | 84 | 88 | 90 | 85 | 90 | 88 | 87 | 81 | 82 | 87 | 90 | 91 | 87,5 |
| 83 | 87 | 89 | 83 | 83 | 91 | 84 | 87 | 87 | 88 | 82 | 85 | 89 | 88 | 91 | 86 | 86,7 |
| 91 | 93 | 90 | 90 | 89 | 91 | 90 | 85 | 92 | 86 | 91 | 91 | 88 | 92 | 86 | | 89,0 |
| 88 | 86 | 86 | 86 | 92 | 82 | 86 | 88 | 90 | 89 | 89 | 87 | 87 | 87 | 83 | 84 | 86,9 |
| 83 | 83 | 83 | 84 | 84 | 84 | 84 | 84 | 85 | 85 | 84 | 84 | 80 | 80 | 82 | 85 | 84,2 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | 85,2 |
| | | | | | | | | | | | | | **Temperatura promedio real (F)** | | | 86,9 |
| | | | | | | | | | | | | | **Temperatura promedio real (°C)** | | | 30,5 |

Anexos 5: Propiedades de las unidades de aire acondicionado

Anexo 5.1. Unidades Exteriores

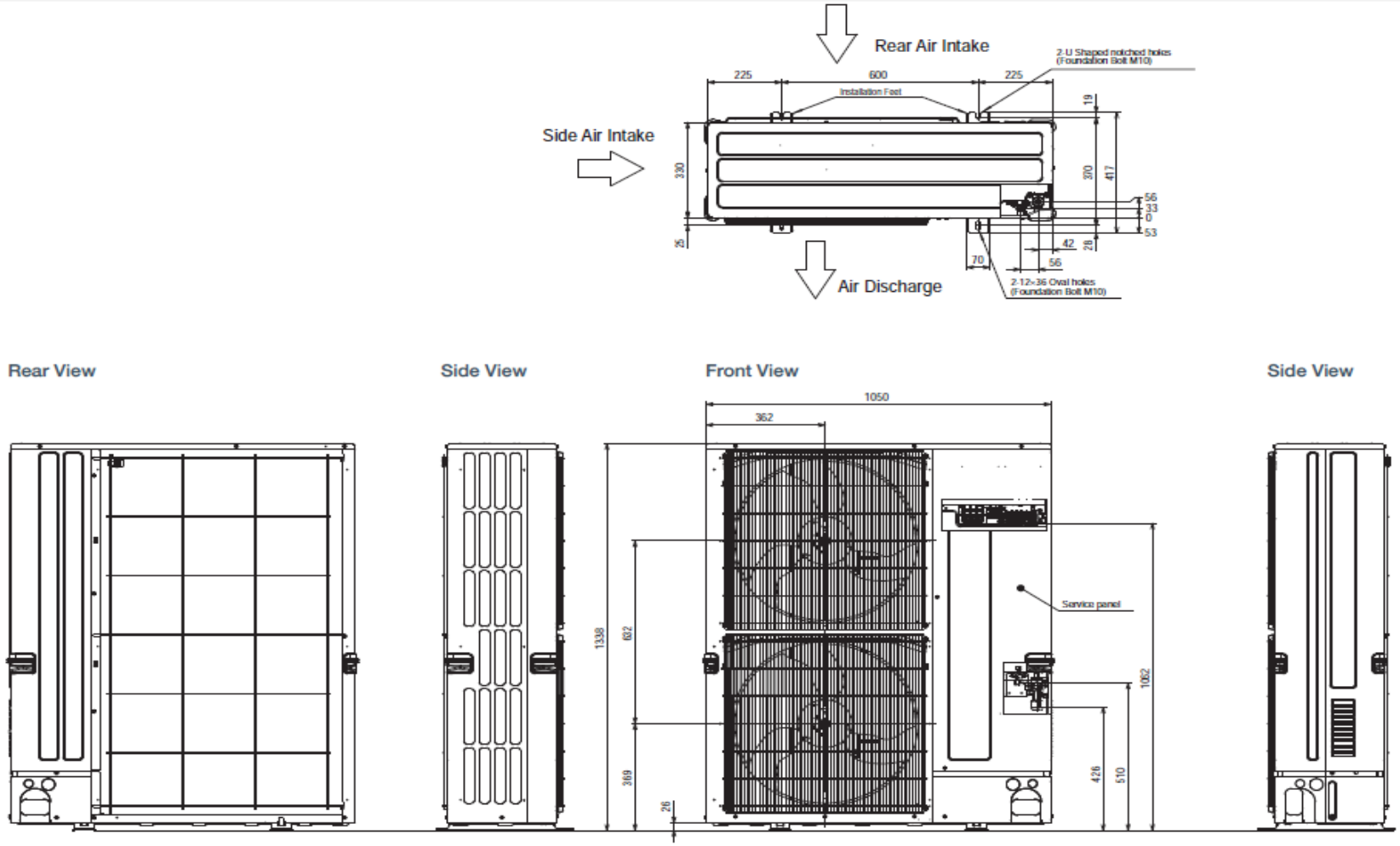
Anexo 5.1.1. Características generales de las unidades exteriores

## SERIE MULTI-S

### PUMY-P112~140VKM · Monofásicas

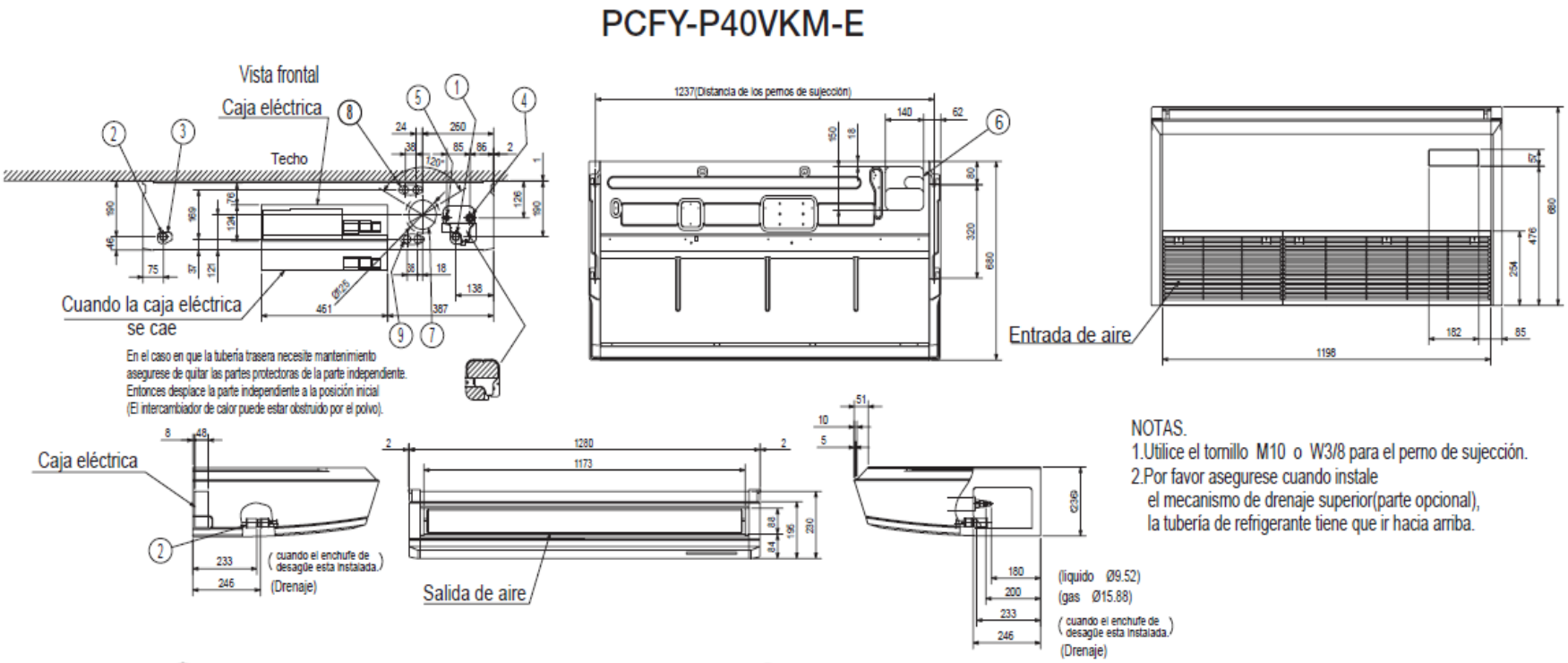
| MODELO | | | PUMY-P112VKM | PUMY-P125VKM | PUMY-P140VKM |
|---|---|---|---|---|---|
| Capacidad Nominal | Refrigeración | kCal/h | 11.200 | 12.500 | 14.000 |
| | Refrigeración | kW | 12,5 | 14,0 | 15,5 |
| | Calefacción | kW | 14,0 | 16,0 | 18,0 |
| Consumo Nominal | Refrigeración | kW | 2,79 | 3,46 | 4,52 |
| | Calefacción | kW | 3,04 | 3,74 | 4,47 |
| Coeficiente Energético | EER | | 4,48 | 4,05 | 3,43 |
| | COP | | 4,61 | 4,28 | 4,03 |
| Interiores Conectables | Capacidad Total | | 50 ~ 130% de la capacidad de la unidad exterior | | |
| | Modelo / Cantidad | | P15 ~ P140 / 1 ~ 9 | P15 ~ P140 / 1 ~ 10 | P15 ~P140 / 1 ~ 12 |
| Alimentación | | Fases, V/Hz | 1 Fase, 220-240V / 50 Hz | | |
| Intensidad máxima | | A | 13,42 | 16,51 | 19,95 |
| Diám. Tuberías líquido/gas | | mm | 9,52/15,88 | 9,52/15,88 | 9,52/15,88 |
| Long. Máx. tubería vert*/total | | m | 50/300 | 50/300 | 50/300 |
| Nivel sonoro | | dB(A) | 49 | 50 | 51 |
| Ventilador | Caudal de aire | m3/min | 110 | 110 | 110 |
| | Potencia | kW | 0,06 x 2 | 0,06 x 2 | 0,06 x 2 |
| Compresor | Potencia | kW | 2,9 | 3,5 | 4,0 |
| | Refrigerante | | R-410A / 4,8kg | R-410A / 4,8kg | R-410A / 4,8kg |
| Dimensiones (Ancho x Alto x Fondo) | | mm | 1.050 x 1.338 x 330 | 1.050 x 1.338 x 330 | 1.050 x 1.338 x 330 |
| Peso | | kg | 123 | 123 | 123 |
| Rango de operación (refr/calef) | | ºC | 5 Ts a 46 Ts / -15 Th a 15 Th | | |

Anexo 5.1.2. Aspectos constructivos de unidades exteriores



Anexo 5.2: Unidades Interiores

Anexo 5.2.1. Características de Unidades de techo:




1. Conexión de la tubería de drenaje (26mmI.D.)
2. Conexión de la tubería de drenaje (para la instalación en el lado izquierdo)
3. Agujero troquelado para la instalación de la tubería en el lado izquierdo.
4. Conexión de la tubería de regrigerante(conexión de tubería de gas caliente)
5. Conexión de la tubería de regrigerante(conexión de tubería de líquido caliente)
6. Agujero troquelado para la instalación superior de la tubería de drenaje.
7. Agujero troquelado para la instalación de la entrada de aire fresco Ø100
8. Agujero troquelado para la instalación eléctrica 2-Ø22
9. Agujero troquelado para la instalación eléctrica 2-Ø26

Accessorio···enchufe de drenaje (I.D. 26)

Anexo 5.2.2. Características técnicas de Unidades de techo:

| MODELO | | | | PCFY-P40VKM-E | PCFY-P63VKM-E | PCFY-P100VKM-E | PCFY-P125VKM-E |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Valores nominales | Capacidad | Frío | kCal/h(1) | 4.000 | 6.300 | 10.000 | 12.500 |
| | | | kW(2) | 4,5 | 7,1 | 11,2 | 14,0 |
| | | Calor | kW(2) | 5,0 | 8,0 | 12,5 | 16,0 |
| | Consumo eléctrico | Frío | kW(2) | 0,040 | 0,050 | 0,090 | 0,110 |
| | | Calor | kW | 0,040 | 0,050 | 0,090 | 0,110 |
| | Alimentación eléctrica | | V/Hz | Monofásica 220 V / 50 Hz | | | |
| | Intensidad | Frío | A | 0,28 | 0,33 | 0,65 | 0,76 |
| | | Calor | A | 0,28 | 0,33 | 0,65 | 0,76 |
| Ventilador | Caudal de aire (B M1 M2 A)(2) | | m³/min | 10 / 11 / 12 / 13 | 14 / 15 / 16 / 18 | 21 / 24 / 26 / 28 | 21 / 24 / 27 / 31 |
| | Presión estática | | Pa | 0 | | | |
| | Potencia | | kW | 0,090 | 0,095 | 0,160 | 0,160 |
| | Tipo / Cantidad | | | Sirocco / 2 | Sirocco / 3 | Sirocco / 4 | Sirocco / 4 |
| Conexiones líneas Refrigerantes | | Líquido | ø mm | 6,35 | 9,52 | 9,52 | 9,52 |
| | | Gas | ø mm | 12,7 | 15,88 | 15,88 | 15,88 |
| Peso | | | Kg | 24 | 32 | 36 | 38 |
| Dimensiones (ancho / fondo / alto) | | | mm | 960 / 680 / 230 | 1.280 / 680 / 230 | 1.600 / 680 / 230 | 1.600 / 680 / 230 |
| Nivel sonoro(3) | | | dB(A) | 29 / 32 / 34 / 36 | 31 / 33 / 35 / 37 | 36 / 38 / 41 / 43 | 36 / 39 / 42 / 44 |

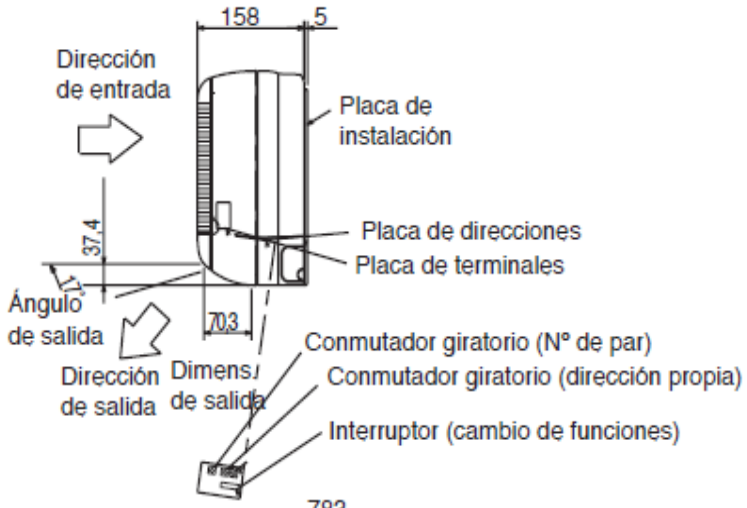
## NOTAS

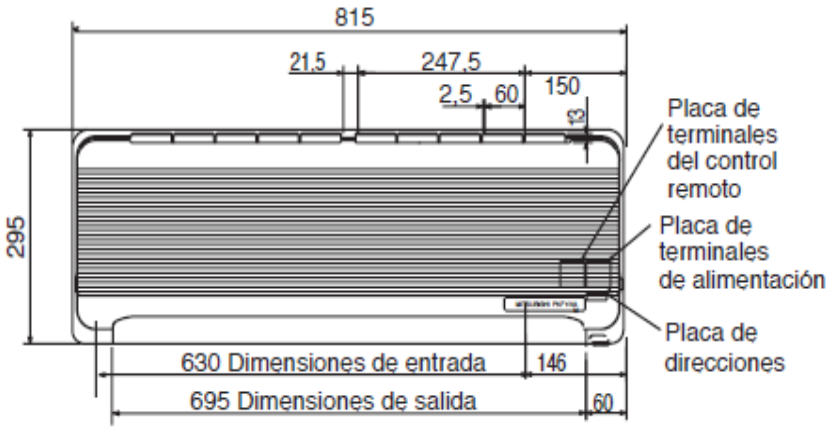
(1) La capacidad en refrigeración indica el valor máximo bajo las siguientes condiciones:Refrigeración: Interior 27°C Ts / 19,5°C Th. Exterior 35°C Ts. Longitud tubería: 5 m. Diferencia de alturas: 0 m. (2) La capacidad en refrigeración / calefacción indica el valor máximo bajo las siguientes condiciones: Refrigeración: Interior 27°C Ts / 19°C Th. Exterior 35°C Ts. Calefacción: Interior 20°C Ts. Exterior 7°C Ts / 6°C Th. Longitud tubería: 7,5 m. Diferencia de alturas: 0 m. (3) Los caudales de aire / niveles sonoros se indican por las velocidades B (baja) - M1 (media1) - M2 (media2) y A (alta).

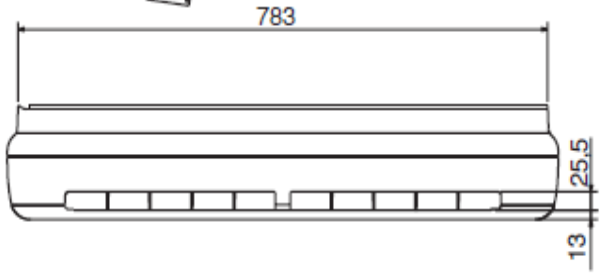
## INFORMACIÓN ADICIONAL

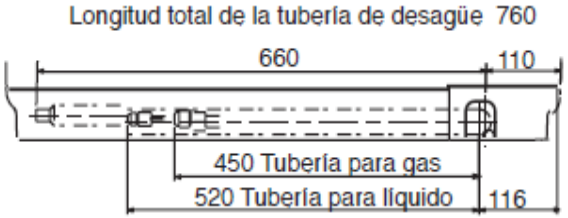
Tubería de desagüe (No incluye bomba de drenaje) VP-25 (ø ext.=26 mm), Filtro de aire INCORPORAN FILTRO (filtro de fibra sintética de larga duración) Acabado exterior: unidad MUNSELL (6,4Y 8,9 / 0,4)

Anexo 5.2.3. Características de Unidades de pared:




| | |
|---|---|
| Tubería de líquido | ø6,35 |
| Tubería de gas | ø12,7 |

La placa de direcciones está protegida por una cubierta de plástico. Retire la cubierta con un destornillador (un único tornillo) para poder instalar la placa.

PKFY-P15,20,25VBM-E

Anexo 5.2.4. Características técnicas de Unidades de pared:

| MODELO | | | | PKFY-P15VBM-E | PKFY-P20VBM-E | PKFY-P25VBM-E | PKFY-P32VHM-E | PKFY-P40VHM-E | PKFY-P50VHM-E | PKFY-P63VKM-E | PKFY-P100VKM-E |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Valores nominales | Capacidad | Frío | kCal/h(1) | 1.500 | 2.000 | 2.500 | 3.150 | 4.000 | 5.000 | 6.300 | 10.000 |
| | | | kW(2) | 1,7 | 2,2 | 2,8 | 3,6 | 4,5 | 5,6 | 7,1 | 11,2 |
| | | Calor | kW(2) | 1,9 | 2,5 | 3,2 | 4,0 | 5,0 | 6,3 | 8,0 | 12,5 |
| | Consumo eléctrico | Frío | kW(2) | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,05 | 0,08 |
| | | Calor | kW(2) | 0,04 | 0,04 | 0,04 | 0,03 | 0,03 | 0,03 | 0,04 | 0,07 |
| | Alimentación eléctrica | | V/Hz | Monofásica 220 V / 50 Hz | | | | | | | |
| | Intensidad | Frío | A | 0,20 | 0,20 | 0,20 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,36 | 0,57 |
| | | Calor | A | 0,20 | 0,20 | 0,20 | 0,3 | 0,3 | 0,3 | 0,29 | 0,50 |
| Ventilador | Caudal de aire (B M1 M2 A) (3) | | m³/min | 4,9 / 5,0 / 5,2 / 5,3 | 4,9 / 5,2 / 5,6 / 5,9 | 4,9 / 5,2 / 5,6 / 5,9 | 9 / 10 / 11 | 9 / 10,5 / 11,5 | 9 / 10,5 / 12 | 16 / 20 | 20 / 26 |
| | Presión estática | | Pa | 0 | | | | | | | |
| | Potencia | | kW | 0,017 | 0,017 | 0,017 | 0,030 | 0,030 | 0,030 | 0,056 | 0,056 |
| | Tipo / Cantidad | | | Lineal / 1 | | | | | | | |
| Conexiones líneas Refrigerantes | | Líquido | ø mm | 6,35 | 6,35 | 6,35 | 6,35 | 6,35 | 6,35 | 9,52 | 9,52 |
| | | Gas | ø mm | 12,7 | 12,7 | 12,7 | 12,7 | 12,7 | 12,7 | 15,88 | 15,88 |
| Peso | | | Kg | 10 | 10 | 10 | 13 | 13 | 13 | 21 | 21 |
| Dimensiones (ancho / fondo / alto) | | | mm | 815 / 225 / 295 | 815 / 225 / 295 | 815 / 225 / 295 | 898 / 249 / 295 | 898 / 249 / 295 | 898 / 249 / 295 | 1.170 / 295 / 365 | 1.170 / 295 / 365 |
| Nivel sonoro(3) | | | dB(A) | 29 / 31 / 32 / 33 | 29 / 31 / 34 / 36 | 29 / 31 / 34 / 36 | 34 / 37 / 41 | 34 / 38 / 41 | 34 / 39 / 43 | 39 / 45 | 41 / 49 |

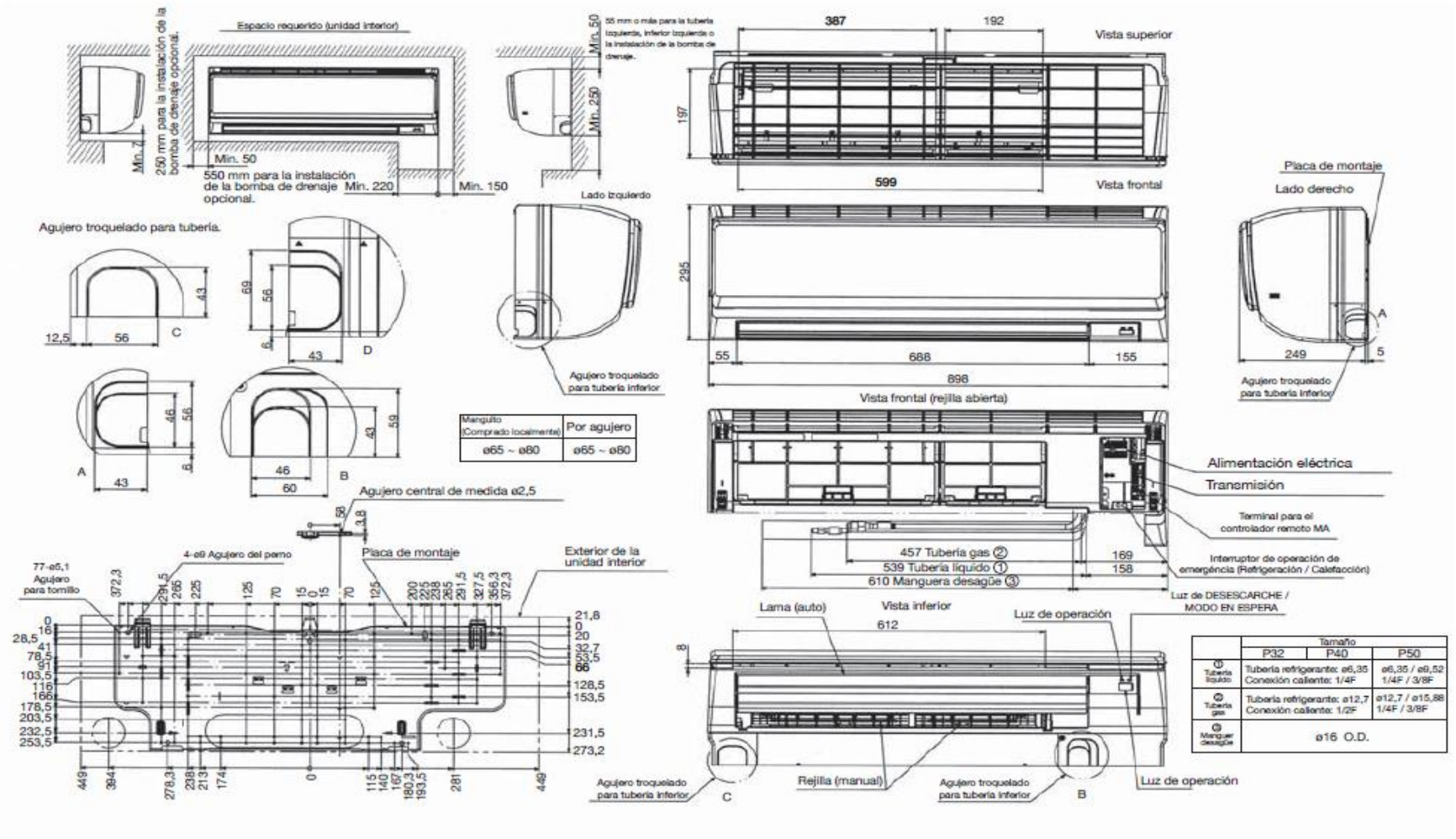
## NOTAS

(1) La capacidad en refrigeración indica el valor máximo bajo las siguientes condiciones: Refrigeración: Interior 27°C Ts / 19,5°C Th. Exterior 35°C Ts. Longitud tubería: 5 m. Diferencia de alturas: 0 m. (2) La capacidad en refrigeración / calefacción indica el valor máximo bajo las siguientes condiciones: Refrigeración: Interior 27°C Ts / 19°C Th. Exterior 35°C Ts. Calefacción: Interior 20°C Ts. Exterior 7°C Ts / 6°C Th. Longitud tubería: 7,5 m. Diferencia de alturas: 0 m. (3) Los caudales de aire / niveles sonoros se indican por las velocidades B (baja), M1 (media 1), M2 (media 2) y A (alta).

## INFORMACIÓN ADICIONAL

Tubería de desagüe VP-16 (ø ext.=16 mm), Filtro de aire INCORPORAN FILTRO (Filtro de fibra sintética de larga duración) Acabado exterior: unidad Plástico MUNSELL (1,0Y 9,2 / 0,2) (PKFY-P-VKM-E)

Anexo 5.2.5. Características de Unidades de pared:




PKFY-P32,40,50VHM-M

Anexo 6: Te de cobre modelo CMY-Y62-G-E

## CMY-Y62-G-E

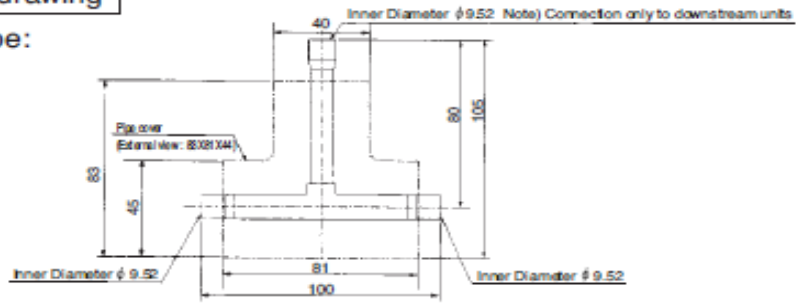
Ref.: 7FAGFA
mm

### 1. Specification

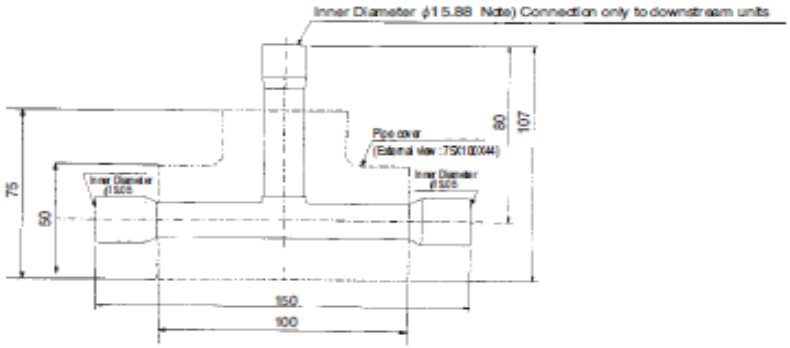
| Items | | Details |
|---|---|---|
| Main | Number of ports | 2 ports |
| | Number of branch joints | One for each liquid and gas pipe |
| | Pipe material | Phosphorus deoxidized copper C1220T-OL (JIS H3300) |
| Accessory | Insulation material | Foamed polyethylene (one for each liquid and gas pipe) |
| | Reducer | 10 reducers of 7 types (Refer to the external drawing for details.) |

### 2. External drawing

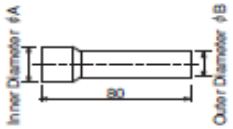
For liquid pipe:



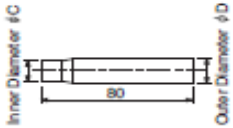

For gas pipe:




Reducer (Accessory):




| A (Inner Diameter) | B (Outer Diameter) | Number of reducers |
|---|---|---|
| ϕ 12.7 | ϕ 9.52 | 2 |
| ϕ 19.05 | ϕ 15.88 | 1 |
| ϕ 22.22 | ϕ 19.05 | 1 |




| C (Inner Diameter) | D (Outer Diameter) | Number of reducers |
|---|---|---|
| ϕ 6.35 | ϕ 9.52 | 2 |
| ϕ 12.7 | ϕ 15.88 | 1 |
| ϕ 12.7 | ϕ 19.05 | 1 |
| ϕ 15.88 | ϕ 19.05 | 2 |

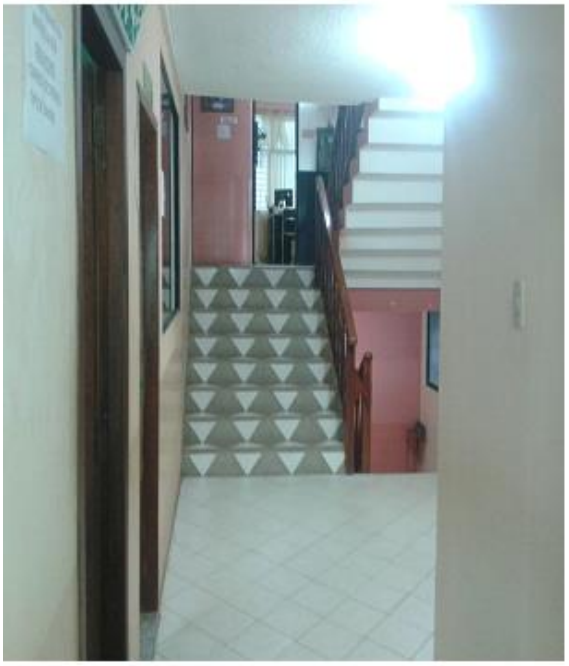
Anexo 7: Accesorios de tubería de cobre

# CONEXIONES

## PARA TUBERÍA DE COBRE Y ACR

Distribuimos las conexiones de cobre marca Nibco®, la primera compañía en introducir conexiones forjadas en 1937, revolucionando la industria con productos confiables e innovadores.

- Establecieron el estándar para calidad
- Duraderas y confiables
- Amplia seleccion en conexiones forjadas y moldeadas
- Rango de tamaño de 3/8" a 3"
- La marca preferida en plomería
- Respaldado por una garantía limitada de 50 años
- Las conexiones de cobre forjadas son fabricadas de productos de cobre puro del molino de acuerdo a la norma ASTM B75, aleación C12200
- Normas de diseño – ANSI B16.22, MSS SP-104
- Manufacturado en fábrica con certificación ISO 9001

| | | CODOS | | | | ADAPTADOR | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 90 GRADOS | | 45 GRADOS | | ROSCA HEMBRA | | ROSCA MACHO | |
| Diámetro Nominal | Diámetro Exterior | Peso neto aprox. | Unidad x empaque | Peso neto aprox. | Unidad x empaque | Peso neto aprox. | Unidad x empaque | Peso neto aprox. | Unidad x empaque |
| pulg. | pulg. | lb | | lb | | lb | | lb | |
| 1/8 | ¼ | 0,01 | 50 | 0,01 | 50 | 0,03 | 50 | – | – |
| ¼ | 3/8 | 0,02 | 50 | 0,02 | 50 | 0,03 | 50 | 0,03 | 50 |
| 3/8 | ½ | 0,03 | 50 | 0,03 | 50 | 0,04 | 50 | 0,04 | 50 |
| ½ | 5/8 | 0,04 | 50 | 0,04 | 50 | 0,09 | 50 | 0,07 | 50 |
| 5/8 | ¾ | 0,10 | 50 | 0,09 | 50 | 0,12 | – | 0,16 | – |
| ¾ | ⅞ | 0,10 | 25 | 0,10 | 25 | 0,15 | 25 | 0,14 | 25 |
| 1 | 1 1/8 | 0,21 | 10 | 0,16 | 10 | 0,24 | 10 | 0,21 | 10 |
| 1 ¼ | 1 3/8 | 0,31 | 25 | 0,25 | 10 | 0,33 | 10 | 0,35 | 10 |
| 1 ½ | 1 5/8 | 0,46 | 20 | 0,35 | 10 | 0,44 | 10 | 0,44 | 10 |
| 2 | 2 1/8 | 0,84 | 15 | 0,65 | 5 | 0,63 | 5 | 0,81 | 5 |
| 2 ½ | 2 5/8 | 1,41 | 2 | 1,07 | 2 | 1,13 | 1 | 1,48 | 4 |
| 3 | 3 1/8 | 2,07 | 1 | 1,58 | 1 | 1,94 | 1 | 1,69 | 2 |
| 3 ½ | 3 5/8 | 2,94 | 1 | – | 1 | – | – | – | 1 |
| 4 | 4 1/8 | 4,23 | 1 | 3,35 | 1 | – | – | – | 1 |

Anexo 8: Imágenes del GAD Marcabelí