



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA
INGENIERIA MECÁNICA

TITULO

**Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa
IMPRESOS DIGITALES, ubicada en la ciudad de Managua, en el año 2021.**

AUTORES

Br. Juan Miguel Rocha Orozco

Br. Edwin de los Ángeles Rodríguez Hernández

TUTOR

Msc. Wilmer José Ramírez Velásquez

Managua, 14 de abril de 2021



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA**

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

ROCHA OROZCO JUAN MIGUEL

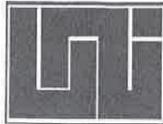
Carne: **2016-0471U** Turno **Diurno** Plan de Estudios **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los quince días del mes de febrero del año dos mil veinte y uno.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA**

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

RODRIGUEZ HÉRNANDEZ EDWIN DE LOS ANGELES

Carne: **2016-1201U** Turno **Diurno** Plan de Estudios **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte y tres días del mes de febrero del año dos mil veinte y uno.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





Universidad Nacional de Ingeniería
Facultad de Tecnología de la Industria
DECANATURA

Managua, 23 de noviembre de 2020

Brs. Juan Miguel Rocha Orozco
Edwin de los Ángeles Rodríguez Hernández

Por este medio hago constar que el protocolo de su trabajo monográfico titulado **Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES**, ubicada en la ciudad de Managua, en el año 2021, para obtener el título de **Ingeniero Mecánico** y que contará con el **Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez** como tutor, ha sido aprobado por esta Decanatura.

Cordialmente,



MSc. Lester Antonio Artola Chavarría
Decano

C/c Archivo
LACH/art



CONSTANCIA

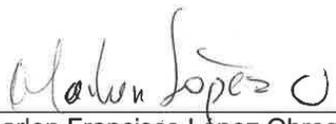
A QUIEN CONCIERNE:

POR MEDIO DE LA PRESENTE HAGO CONSTAR QUE LOS BRS. **JUAN MIGUEL ROCHA OROZCO** IDENTIFICADO CON CÉDULA NÚMERO: 041-230698-7001H Y **EDWIN DE LOS ÁNGELES RODRÍGUEZ HERNÁNDEZ** IDENTIFICADO CON CÉDULA NÚMERO: 001-020898-0000R, HAN ESTADO TRABAJANDO ACTIVAMENTE EN SU TRABAJO MONOGRÁFICO TITULADO "**DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES, UBICADA EN LA CIUDAD DE MANAGUA, EN EL AÑO 2021**"

SATISFECHO CON EL DESEMPEÑO DE DICHS JÓVENES, EXTENDEMOS LA PRESENTE PARA LOS FINES QUE LOS INTERESADOS ESTIMEN CONVENIENTE.

DADO EN LA CIUDAD DE MANAGUA A LOS VEINTIDÓS DÍAS DEL MES DE FEBRERO DEL AÑO DOS MIL VEINTIUNO.





Marlon Francisco López Obregón
Gerente General
IMPRESOS DIGITALES

DEDICATORIA

A **DIOS** como Ser Supremo, por darnos vida y brindarnos la capacidad intelectual para poder culminar nuestros objetivos y metas de manera satisfactoria; cumpliéndose lo que dice la biblia **“Porque separados de MI nada podéis hacer”** (Juan 15:5).

A nuestros Padres, por el sacrificio y esfuerzo que han realizado todos estos años para que pudiéramos cumplir nuestras metas profesionales, porque nos han dado ánimo y apoyo incondicional en todo momento de nuestra formación. Los cuales depositaron su total confianza en nosotros, para que pudiéramos llegar a ser unos excelentes ingenieros y hoy en día lo estamos logrando.

A nuestros maestros, quienes a lo largo de estos 5 años nos acompañaron y vinieron formándonos con valores, para poder ser buenos ingenieros mecánicos.

Br. Juan Miguel Rocha Orozco

Br. Edwin de los Ángeles Rodríguez Hernández

RESUMEN

El acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES es el principal problema, porque no posee un sistema que brinde confort para los trabajadores y clientes, es por eso que se realizó el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, con el fin de mejorar las inadecuadas condiciones presentes.

Para poder llevar a cabo este diseño primeramente se obtuvieron datos importantes como: temperaturas, humedad relativa, número de personas, máquinas y planos arquitectónico. Ya teniendo estos datos se procedió al cálculo minucioso de las distintas cargas térmicas generadas en la empresa.

Luego se procedió a la selección de los equipos adecuado, para vencer las distintas cargas térmicas generadas en cada área de la empresa, estos serán equipos que consten con tecnología inverter que es conocida por su alta eficiencia, la cual tiene una gran ventaja porque presenta mayor ahorro energético.

Además se reflejará el monto económico total de este proyecto y su consumo energético mensual, con el fin de presentar los costos que incurrirá la implementación del mismo.

Finalmente se propone un plan de instalación que brinde condiciones propicias para un buen funcionamiento de los equipos, a su vez, la ejecución de un fácil y correcto mantenimiento.

INDICE

Págs

| | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| I. INTRODUCCIÓN | 1 |
| II. OBJETIVOS | 2 |
| III. JUSTIFICACIÓN | 3 |
| IV. MARCO TEÓRICO | 4 |
| 4.1 Generalidades del acondicionamiento del aire | 4 |
| 4.2. Componentes de un equipo de acondicionamiento de aire | 6 |
| 4.3. Carta Psicrométrica | 9 |
| 4.4. Transferencia de calor | 14 |
| 4.4.1. Transferencia de calor por conducción..... | 14 |
| 4.4.2. Transferencia de calor por convección | 14 |
| 4.4.3. Transferencia de calor por radiación | 14 |
| 4.5. Fundamentos del método CLTD/CLF | 15 |
| 4.6. Balance térmico | 18 |
| 4.6.1. Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior. | 18 |
| 4.6.2. Conducción a través de divisiones internas, cielo raso y piso. | 20 |
| 4.6.3. Ganancia por Radiación solar a través de vidrios. | 20 |
| 4.6.4. Ganancia por Alumbrado..... | 21 |
| 4.6.5. Ganancia por Personas. | 22 |
| 4.6.6. Ganancia por Equipos. | 23 |
| 4.6.7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas..... | 23 |
| 4.6.8. Transferencia de calor a los alrededores..... | 23 |
| $A_w, A_g = \text{Área de la pared o del vidrio, ft}^2$. 4.6.9. Carga de enfriamiento de recinto | 24 |
| 4.6.10. Línea RSHR o línea de condiciones | 24 |
| 4.7. Tipos de Equipos de Acondicionamiento de Aire | 25 |
| 4.8. Tecnología inverter utilizada en los equipos de aire acondicionado | 29 |
| 4.9. Refrigerantes | 30 |
| 4.10. Protocolo de Montreal | 31 |
| 4.11. Uso de la energía y eficiencia energética para sistemas de aire acondicionado | 33 |
| V. MEMORIA DE CÁLCULO DE CARGA TERMICA DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES | 36 |
| 5.1. Parámetros de diseño | 36 |
| 5.2. CALCULÓ EN EL ÁREA DE RECEPCIÓN | 37 |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 5.2.1 Ganancia neta del local a través de la conducción de las paredes | 37 |
| 5.2.2. Ganancia neta de calor por conducción en techos..... | 44 |
| 5.2.3. Ganancia de calor por Radiación y Conducción solar a través de vidrios..... | 45 |
| 5.2.4. Ganancia de calor por Alumbrado | 48 |
| 5.2.5. Ganancia de calor por Personas | 49 |
| 5.2.6. Ganancia de calor por Equipos | 50 |
| 5.2.7. Transferencia de calor a los alrededores..... | 50 |
| 5.2.8. Ganancia de calor por Infiltración..... | 51 |
| 5.2.9. Carga de enfriamiento del local..... | 53 |
| 5.2.10. Selección del serpentín haciendo uso de la carta psicométrica | 54 |
| 5.3. CALCULÓ EN EL AREA DE GERENCIA | 58 |
| 5.4. CALCULÓ EN EL AREA DE IMPRESIÓN A GRAN FORMATO | 74 |
| VI. SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE..... | 93 |
| 6.1. Costo del proyecto. | 95 |
| 6.2. Eficiencia Energética de La Tecnología Inverter Vs Estándar | 96 |
| VII. PROPUESTA DE UN PLAN DE INSTALACIÓN..... | 101 |
| VIII. CONCLUSIÓN | 109 |
| IX. BIBLIOGRAFÍA | 111 |
| X. ANEXOS | 112 |



I. INTRODUCCIÓN

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo, en un espacio determinado con el único objetivo de mantener las variables temperatura, humedad y limpieza controladas y ajustada a los requerimientos deseados. Su mayor aplicación se hace para lograr condiciones de confort.

El presente documento recopila la información necesaria para el **“Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES, ubicada en la ciudad de Managua, en el año 2021.”**

El sistema de acondicionamiento de aire en esta empresa es el principal problema, porque no brinda comodidad ni confort para los trabajadores y clientes cabe mencionar que son 12 trabajadores de planta y alberga un promedio máximo de 33 personas, en el ejercicio de las tareas de la empresa se hacen uso de herramientas tecnológicas tales como: Computadoras de escritorio, Impresoras XEROX, Impresoras Ace prosy, Impresoras HP, las cuales tienen que estar a temperaturas adecuadas especificadas por el fabricante, permitiendo así un mejor desempeño de estas tecnologías y su vida útil. Esto se quiere llevar a cabo para que aporte de manera positiva a las mejoras de acondicionamiento de aire del local y de solución a las problemáticas antes expuesta.

Si se evalúan las condiciones y la composición estructural de la empresa, así mismo como los parámetros de confort requerido para las diferentes actividades que se realizan obtendremos la información necesaria para el cálculo, selección e instalación del equipamiento requerido para las condiciones de confort.



II. OBJETIVOS

Objetivo general.

Diseñar un sistema de acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES.

Objetivos específicos.

- Diagnosticar las condiciones ambientales y composición estructural actuales de la empresa.
- Calcular la carga térmica en la empresa, mediante el método CLTD/CLF de la ASHRAE.
- Seleccionar el equipo que satisfaga las condiciones de confort considerando la eficiencia energética y sus costos.
- Diseñar un plan de instalación para los equipos seleccionados, el cual sea propicio para la ejecución de un buen mantenimiento.



III. JUSTIFICACIÓN

Este estudio busca mejorar las condiciones de confort higrotérmico en la empresa IMPRESOS DIGITALES, consiguiendo así un ambiente óptimo para los trabajadores, clientes y máquinas que alberga el local, debido a que el clima en la ciudad de Managua se caracteriza por tener altas temperaturas.

Esta empresa está distribuida en cuatro áreas, área de recepción o digital, área de impresión a gran formato, área de imprenta y área administrativa, se dedica a las impresiones digitales brindando a sus clientes los servicios de impresión digital, impresión offset e impresión a gran formato, por ende, en sus instalaciones siempre hay un flujo muy dinámico tanto de clientes que esperan en recepción y trabajadores que desempeñan sus funciones asignadas en cada una de las áreas para llevar a cabo el trabajo solicitado por los clientes, y la necesidad de disponer de un sistema de acondicionamiento de aire en cada una de las áreas de la empresa es vital, así mismo favorecería a los equipos especiales de Impresión y ofimáticos, ya que estos funcionarían a las temperaturas recomendadas por el fabricante lo que garantizaría su vida útil. Por ende, la importancia de ofrecer un ambiente propicio.

Disponer de un ambiente óptimo solo es posible realizando un buen diseño del sistema de climatización, que garantice la comodidad requerida. Por tal razón nos hemos propuesto a llevar a cabo la realización de este estudio.



IV. MARCO TEÓRICO

4.1 Generalidades del acondicionamiento del aire.

Como es de apreciar la humanidad ha venido cambiando sus condiciones de vida desde el principio de las civilizaciones y esto ha conllevado hacer mejoras para el propio bienestar, por ende, el acondicionamiento del aire ha sido de gran importancia durante el transcurso del tiempo para poder vivir en condiciones propicias.

4.1.2. Conceptos generales del acondicionamiento de aire

Para la mayoría de las personas, el acondicionamiento de aire significa simplemente “enfriamiento del aire”. Para nuestros fines, esta definición no es suficientemente útil ni exacta, de modo que en su lugar emplearemos la siguiente definición:

4.1.2.1. El acondicionamiento de aire

Es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento (Pita, 1994, pág. 2)

4.1.2.2. Aire acondicionado

Sirve, tal y como indica su nombre, para el acondicionamiento del aire. Éste es el proceso más completo de tratamiento del ambiente en un local cerrado y consiste en regular la temperatura, ya sea calefacción o refrigeración, el grado de humedad, la renovación o circulación del aire y su limpieza, es decir, su filtrado o purificación

4.1.2.3. El confort térmico o higrotérmico

Puede definirse como una sensación de bienestar en lo que se refiere a la temperatura, pero también de humedad, calidad del aire y otros factores. Se basa en conseguir el equilibrio entre el calor producido por el cuerpo y su disipación en el ambiente

4.1.2.3.1. Calor

Es la forma de energía que se transmite de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperatura. (Pita, 1994, pág. 28)



4.1.2.3.2. Calor Sensible

Es el calor utilizado por el refrigerante para aumentar su temperatura, ya sea que esté en fase líquida o de vapor; es decir, por abajo o arriba de su temperatura de saturación. Cuando está en forma de vapor, este calor le ocasiona el sobrecalentamiento al refrigerante.

4.1.2.3.3. Calor Latente

Es la Cantidad de calor requerido por un kg de sustancia, para cambiar su estado de líquido a vapor.

4.1.4. Condiciones que deben de controlar los equipos de acondicionamiento de aire.

4.1.4.1. Temperatura: la temperatura del aire es controlada por el equipo calentándolo o enfriándolo.

4.1.4.2. Humedad: la humedad que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua del aire, lo que técnicamente se conoce como (humidificación y des humidificación).

4.1.4.3. Limpieza: la limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otro dispositivo, o mediante ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con lo cual se diluye la concentración de contaminantes. Con frecuencia en una instalación se usa tanto la filtración como la ventilación.

4.1.4.4. Movimiento: él movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuyen. Es controlado mediante el equipo para poder distribuir adecuadamente el aire en el recinto a acondicionar. (Pita, 1994, pág. 3)

4.1.5 El ciclo de refrigeración

El ciclo de Carnot invertido no es práctico para comparar el ciclo real de refrigeración. Sin embargo es conveniente que se pudieran aproximar los procesos de suministro y disipación de calor a temperatura constante para alcanzar el mayor valor posible del coeficiente de rendimiento. Esto se logra al operar una máquina frigorífica con un ciclo de compresión de vapor.

En la ilustración 1 se muestra el esquema del equipo para tal ciclo, junto con los diagramas **Temperaturas vs. Entropía (T-s)** y **Presión vs. Entalpia (P-h)** del ciclo ideal. El vapor saturado en el estado 1 se comprime isotrópicamente a vapor sobrecalentado en el estado 2. El vapor refrigerante entra a un condensador, de donde se extrae calor a presión constante hasta que el fluido se convierte en líquido saturado en el estado 3. Para que el fluido regrese a presión más baja, se expande adiabáticamente en una válvula o un tubo capilar hasta el estado 4. El proceso 3-4 es una estrangulación y $h_3=h_4$. En el estado 4, el refrigerante es una mezcla húmeda de baja calidad. Finalmente, pasa por el evaporador a presión constante. De la fuente de baja temperatura entra calor al evaporador, convirtiendo el fluido en vapor saturado y se completa el ciclo. Observe que todo el proceso 4-1 y una gran parte del proceso 2-3 ocurren a temperatura constante. (Unet, 2015)

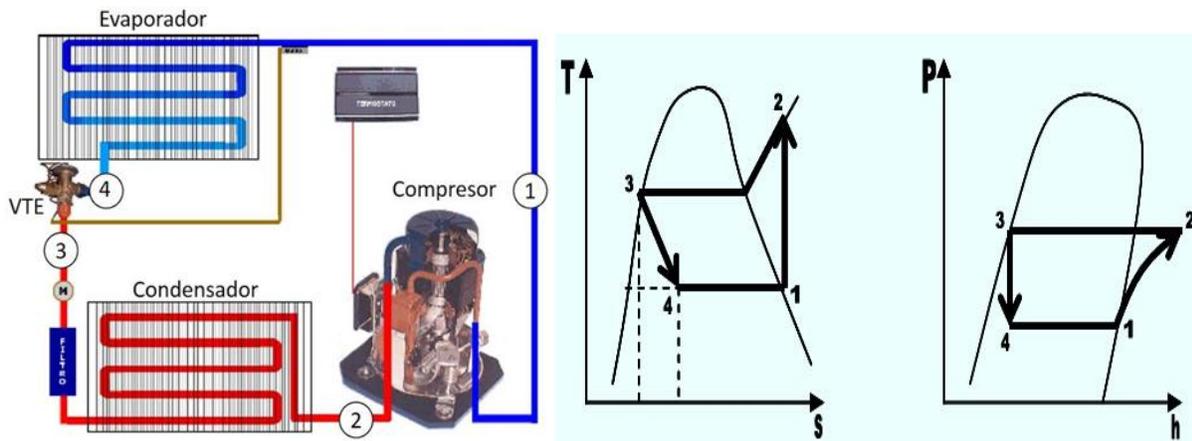


Ilustración 1. Ciclo de refrigeración y Diagrama T-S y P-h de ciclo de refrigeración

4.2. Componentes de un equipo de acondicionamiento de aire

Para que un sistema de refrigeración funcione correctamente y el ciclo frigorífico se lleve a cabo, se necesitan una serie de componentes indispensables para que el refrigerante cambie de estado dentro del circuito y así poder acondicionar el aire en el recinto seleccionado. A continuación, se presentará un ciclo de refrigeración con cada uno de sus componentes. (Tu Aire Acondicionado)

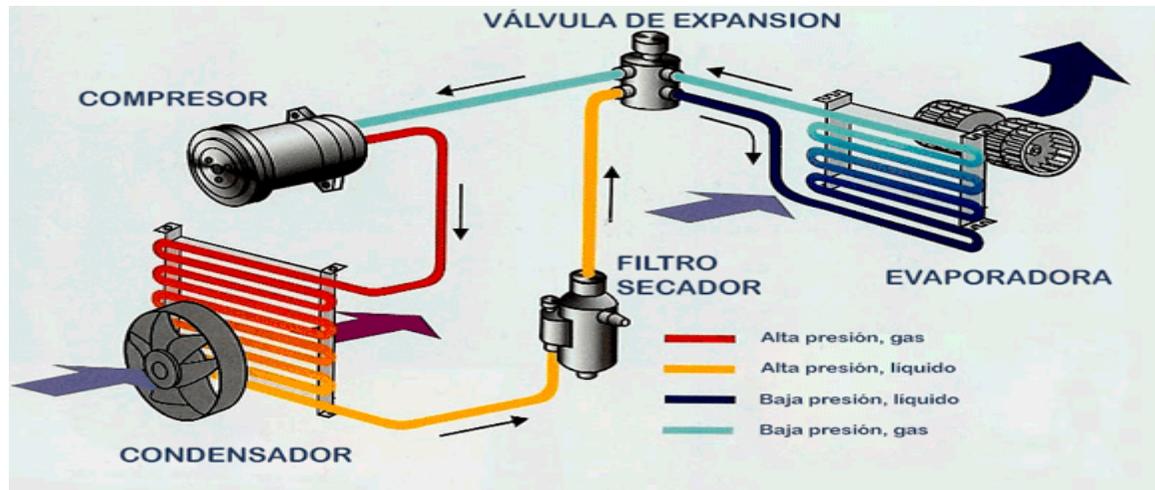


Ilustración 2. Componentes del ciclo frigorífico

4.2.1. Receptor (Depósito)

Su función consiste en proporcionar el almacenamiento para el líquido procedente del condensador para que haya un suministro constante de líquido para el evaporador, según las necesidades del mismo.

4.2.2. Línea de líquido

Su función consiste en llevar el refrigerante líquido desde el receptor hacia el control de flujo de refrigerante.

4.2.3. Control de flujo de refrigerante

Sus funciones consisten en medir la cantidad adecuada de refrigerante que va hacia el evaporador y en reducir la presión del líquido que entra en el evaporador, para que así el líquido se evapore en el evaporador a la temperatura baja deseada.

4.2.4. Evaporador

Este elemento es un intercambiador de calor que, por sus necesidades caloríficas, absorbe calor del medio en el que se encuentra, para poder cambiar de estado al refrigerante de líquido a vapor. Normalmente es de circulación forzada de aire mediante ventilador, y se utilizan tubos de aletas para aumentar la superficie de intercambio.



Ilustración 3. Unidad evaporadora

4.2.5. Línea de aspiración

Su función consiste en llevar el vapor de presión baja desde el evaporador hacia la entrada de aspiración del compresor.

4.2.6. Compresor

Sus funciones consisten en comprimir el refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador y así aumentar la temperatura y presión del vapor para que éste pueda condensarse con los medios de condensación normalmente disponibles.



Ilustración 4. Unidades compresoras

4.2.7. Línea de descarga

Su función es entregar el vapor a presión alta y temperatura alta desde el compresor hasta el condensador.

4.2.8. Condensador

De igual forma que el evaporador es un **intercambiador de calor** y Su función es proporcionar una superficie de intercambio de calor a través de la cual el calor pasa del vapor refrigerante caliente a un medio de condensación (aire o agua, generalmente).



Ilustración 5. Unidad condensadora

4.2.9. Válvula de expansión

Es un dispositivo de medición diseñado para regular el flujo de refrigerante líquido hacia el evaporador. Su misión fundamental en el ciclo de refrigeración es la de proporcionar la diferencia de presión establecida entre los lados de alta y de baja presión del circuito de refrigeración. Y la válvula recibe el nombre de termostática (VET).



Ilustración 6. Válvula termostática

4.3. Carta Psicrométrica

Una carta psicrométrica, es una gráfica de las propiedades del aire, tales como temperatura, hr, volumen, presión, etc. Las cartas psicrométricas se utilizan para determinar, cómo varían estas propiedades al cambiar la humedad en el aire.

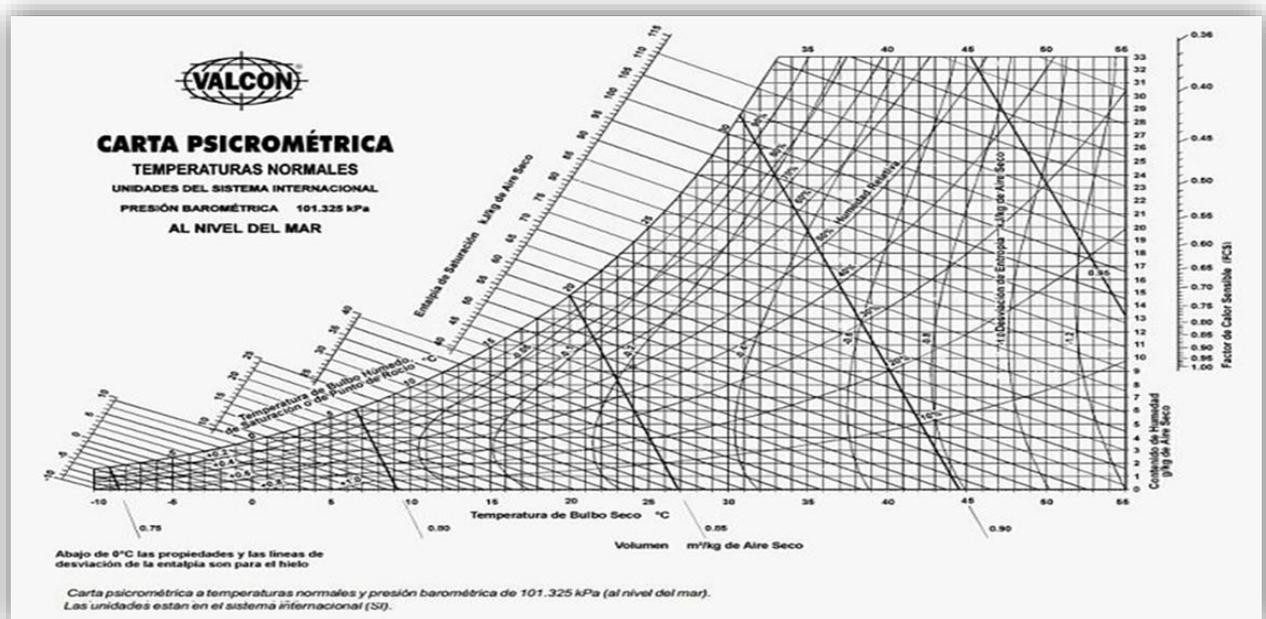


Las propiedades han sido recopiladas a través de incontables experimentos de laboratorio y de cálculos matemáticos, y son la base para lo que conocemos como la Carta Psicrométrica.

La carta psicrométrica puede basarse en datos obtenidos a la presión atmosférica normal al nivel del mar, o puede estar basada en presiones menores que la atmosférica, o sea, para sitios a mayores alturas sobre el nivel del mar. (Climas Monterrey, s.f.)

Carta psicrométrica a nivel del mar.

En la figura, se muestra una carta psicrométrica básica. Está hecha con datos basados a la presión atmosférica normal de 101.325 kPa, y las unidades son las del Sistema Internacional, S.I. Las temperaturas están en grados centígrados; el volumen en m^3/kg ; la humedad relativa en porcentajes; el contenido de humedad en g/kg aire seco; la entalpía y la entropía están en kilo Joules (kJ) por kg de aire seco. Un $\text{kJ}/\text{kg} = 0.239 \text{ kcal}/\text{kg} = 0.430 \text{ btu}/\text{lb}$. (Climas Monterrey, s.f.)



En una carta psicrométrica se encuentran todas las propiedades del aire, de las cuales las de mayor importancia son las siguientes:

- **Temperatura de bulbo seco (Bs).**

La temperatura de bulbo seco, es la verdadera temperatura del aire húmedo y con frecuencia se la denomina sólo temperatura del aire; es la temperatura del aire que marca un termómetro común.

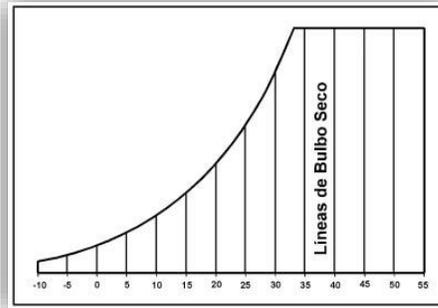


Ilustración 7. Líneas de bulbo seco

- **Temperatura de bulbo húmedo (Bh).**

Esta temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelta con una mecha empapada en agua en el seno de aire en rápido movimiento

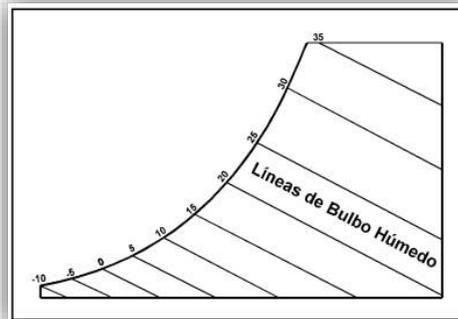


Ilustración 8 Líneas de bulbo húmedo

- **Temperatura de punto de rocío (Pr).**

La temperatura de punto de rocío, es la temperatura a la cual el aire húmedo no saturado se satura, es decir, cuándo el vapor agua va a condensarse, por un proceso de enfriamiento, mientras que la presión y la razón de humedad se mantienen constantes.

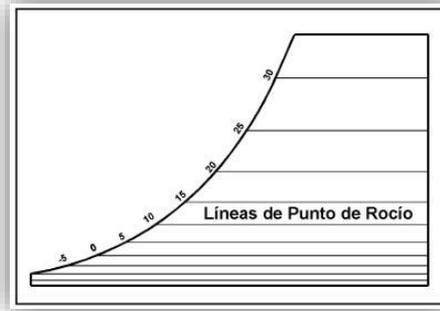


Ilustración 9 Líneas de punto de rocío

- **Humedad relativa (Hr).**

Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura del bulbo seco. Se expresa en por ciento. (Pita, 1994, pág. 178)

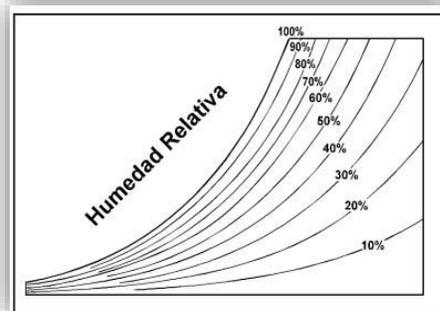


Ilustración 10 Líneas de humedad relativa

- **Humedad absoluta (Ha).**

Es la masa de vapor de agua que está presente en determinado volumen de aire, antes de que sea condensada (humedad relativa) esta expresada en gramos por kilogramos de aire seco o en gramos por metro cubico de aire.

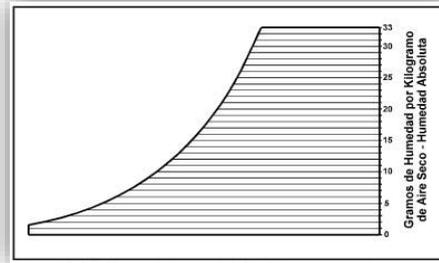


Ilustración 11 Líneas de humedad absoluta

- **Entalpia (h).**

La entalpía es la cantidad de energía que un sistema termodinámico intercambia con su medio ambiente en condiciones de presión constante, es decir, la cantidad de energía que el sistema absorbe o libera a su entorno en procesos en los que la presión no cambia.

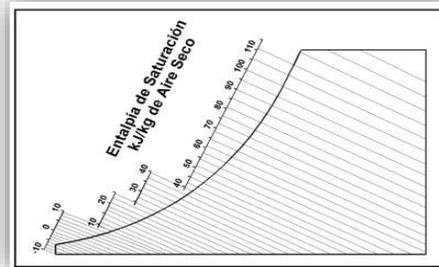


Ilustración 12 Líneas de entalpia

- **Volumen específico.**

Es el volumen ocupado por la unidad de masa de una sustancia y se expresa en metros cúbicos por kilogramo. Su valor es el inverso de la densidad.

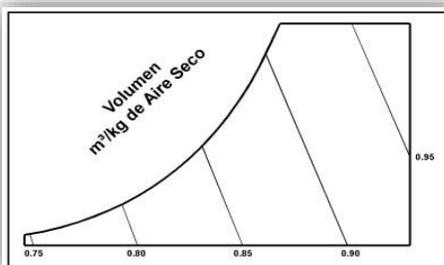


Ilustración 13 Líneas del volumen específico

4.4. Transferencia de calor

Es el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura.

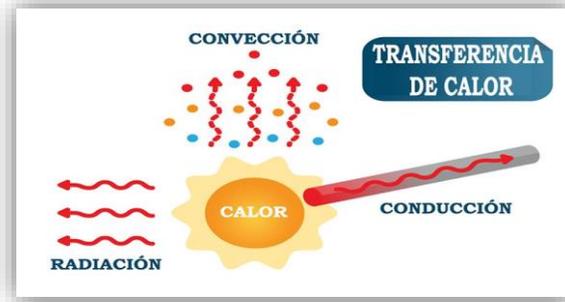


Ilustración 14 procesos de transferencia de calor

4.4.1. Transferencia de calor por conducción

La conducción es una transferencia de calor entre los cuerpos sólidos. La conducción de calor sólo ocurre si hay diferencias de temperatura entre dos partes del medio conductor. (Cengel, 2003)

Es calculada mediante la **ley de Fourier** como:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 1}$$

4.4.2. Transferencia de calor por convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra. (Cengel, 2003)

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por la **ley de Newton del enfriamiento** como:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s (T_s - T_\infty) \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 2}$$

4.4.3. Transferencia de calor por radiación

Mientras que la conducción y la convección térmica tiene lugar solo a través de un medio natural, la radiación térmica puede transportar el calor a través de un fluido o del vacío, en la forma de ondas electromagnéticas o fotones como resultado, de los



cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas, estos se propagan a la velocidad de la luz. (Cengel, 2003)

Razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica es expresada por la **ley de Stefan-Boltzmann** como:

$$\dot{Q}_{\text{emitida, máx}} = \sigma A_s T_s^4 \quad (\text{W}) \quad \text{Ecuación 3}$$

4.5. Fundamentos del método CLTD/CLF

La carga de calor de una habitación, también llamada carga de enfriamiento, es la cantidad de calor por unidad de tiempo al ingresar a un espacio determinado para mantener condiciones específicas de temperatura y humedad para una aplicación definida (por ejemplo, comodidad humana), aunque el objetivo final es determinar lo que puede producir la unidad de aire acondicionado Capacidad de enfriamiento, pero se estima que esta carga es muy importante.

En los últimos años, ASHRAE ha estado desarrollando varios proyectos de investigación para realizar cálculos más precisos y obtener mejores resultados en la determinación de la carga térmica. Esta es la evolución de la metodología utilizada en el diseño de sistemas de aire acondicionado. Actualmente, ASHRAE reconoce la efectividad de cuatro métodos para calcular la carga de calor para seleccionar la capacidad del equipo de aire acondicionado

La edición de 1972 del Manual de Fundamentos de ASHRAE describe dos métodos para calcular la carga de enfriamiento. En el primer proceso, el método de diferencia de temperatura equivalente total (TETD) se usa para combinar los diversos componentes de la ganancia de calor espacial para obtener la tasa instantánea total de ganancia de calor y luego usar el factor de ponderación para obtener la carga de enfriamiento instantánea (ASHRAE, 1977).

El segundo método se introdujo por primera vez en 1972 y es el método de función de transferencia (TFM). Aunque usa un principio similar al primero, usa un factor de respuesta completamente diferente para convertir la ganancia de calor en carga de enfriamiento. Estos factores se denominan coeficientes de la función de transferencia.



Para eliminar la diferencia entre estos métodos, ASHRAE realizó una investigación para derivar CLTD / CLF (diferencia de temperatura de carga de enfriamiento / factor de carga de enfriamiento), y lo desarrolló como un método de cálculo manual utilizando los valores CLTD y CLF enumerados. El valor se calcula utilizando el método de función de transferencia, que proporciona una carga de refrigeración para condiciones ambientales y tipos de zona estandarizados. Estas cargas están normalizadas para que los diseñadores puedan determinar la carga por hora mediante una simple multiplicación.

En trabajos posteriores (McQuiston et al., 1993) se realizaron revisiones al método CLTD/CLF, con la finalidad de obtener resultados más exactos, lo cual condujo al CLTD/SCL/CLF en el que se introduce un nuevo factor, la carga de enfriamiento solar (SCL), para calcular la carga por radiación en vidrios (fenestración). Este era más exacto y fácil de usar. También se generaron datos para CLTD y CLF a partir de los nuevos coeficientes de funciones de transferencia por conducción y factores de respuesta desarrollados en el proyecto de investigación de la ASHRAE RP472. Debido al número de datos disponibles de forma impresa se desarrolló un software para elaborar las tablas de CLTD y CLF.

En volúmenes más recientes del Manual de Fundamentos de la ASHRAE (2005) se muestra el método de Balance de Calor (HB) y el de Serie Radiante en el Tiempo (RTS). Ambos están fundamentados en que la estimación de la carga de enfriamiento implica cálculos de balance de calor por conducción, convección y radiación de superficie a superficie, para cada una de las superficies de los locales y un balance de calor convectivo para el aire del local.

El método de balance de calor resuelve de forma directa el problema que se basa en la aplicación del primer principio de la termodinámica. La ventaja es que no contiene ningún conjunto de parámetros arbitrarios, ni ninguno de los procesos se deja de lado. Es necesario el uso de computadores para algunos cálculos que requieren aproximaciones rigurosas.

El de serie radiante en el tiempo es un método simplificado para desarrollar cálculos de carga de enfriamiento que se derivan del método de balance de calor, y reemplaza de



forma efectiva los demás métodos simplificados (sin balance de calor), tales como el de funciones de transferencia (TFM), el de diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento/factor de carga de enfriamiento, y el método de diferencia total de temperatura equivalente.

Las series radiantes en el tiempo se desarrollaron para ofrecer un método riguroso que no requiera cálculos iterativos y cuantifique la contribución de cada componente a la carga de enfriamiento total. Tiene la característica de permitir al usuario inspeccionar y comparar los coeficientes para diferentes tipos de construcción y de zonas en una forma que ilustra su efecto relativo en los resultados, por tal motivo facilita el uso del juicio del ingeniero durante el proceso de cálculo de la carga de enfriamiento.

Aunque el método de serie radiante en el tiempo es simple en conceptos, implica demasiados cálculos para ser usado de forma práctica como método manual, no obstante, puede ser fácilmente implementado en una sencilla hoja de cálculo computarizada.

Con base a lo expuesto anteriormente, cuando se requiera un cálculo manual de carga de enfriamiento el método CLTD/SCL/CLF es recomendable, puesto que simplifica los cálculos por utilizar un factor "U" para calcular la carga de enfriamiento para techos y paredes, presentando resultados equivalentes. Así, la ecuación básica para carga de enfriamiento en superficies exteriores es: $Q = U * A$.

Este método ofrece una relación entre precisión y complejidad aceptable en comparación a los otros métodos, como se muestra en la siguiente ilustración, por ende, será el método seleccionado para la estimación de carga térmica.

4.5.1. Metodología para el cálculo de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento (CLTD/CLF).

El método de la diferencia de temperatura de carga de enfriamiento CLTD o (Método CLTD2-SCL3-CLF4). Constituye un método que se aproxima al TFM por medio de tablas por lo que puede utilizarse sin un computador y toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor en las paredes y techos. Las tablas se generan utilizando el TFM para condiciones específicas de latitud, mes y zonas, todas calculadas para el 21



de cada mes. El método posee tres errores inherentes por las aproximaciones y por el uso del TFM como referencia:

1- Se considera que los factores de conducción corresponden a material homogéneo y con respuesta térmica similar.

2- Las tablas y valores se calculan en base a parámetros discretos aplicados a un cuarto rectangular. Cualquier desviación producirá errores difícilmente calculables.

3- Se asume que la carga de enfriamiento de cada zona puede ser calculado simplemente al sumar los componentes individuales de las superficies. En este método los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes:

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

4.6. Balance térmico

El balance térmico, es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (confort humano). (Edward. G. Pita, 1994, pág.135).

Podemos decir que es la cantidad de calor que se retirara de la empresa para poder llegar a tener condiciones propicias en el local, se expresa en BTU.

El balance de ganancias y pérdidas de energía térmica en un lugar acondicionado puede establecerse de modo esquemático según lo siguiente:

4.6.1. Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior.

Es el calor proveniente de cada uno de los componentes empleando por los planos de construcción (paredes, techos, etc.), los cuales tienen una gran repercusión en la carga térmica total del recinto, porque ellos son los de mayor impacto. Además se especifica



la orientación del local a acondicionar y se tomara la hora en donde se presente la temperatura más alta del día.

$$Q = U \times A \times DTCE$$

Ecuación 4

Donde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/h

U = Coeficiente general de transferencia de calor para techo, paredes o vidrios, BTU/h-ft²-°F

A = Área del techo, pared o vidrios, ft²

DTCE_c = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F

La **DTCE** es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor.

DTCE corregido:

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

Ecuación 5

Donde:

DTCE_c = Valor corregido de DTCE, °F.

DTCE = Temperatura de las tablas 6.1 o 6.2, °F.

LM = Corrección para latitud al color y mes de la tabla 6.4.

K = Corrección debido al color de la superficie

K = 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales.

K = 0.5 para techos de color, claro en zonas rurales.

K = 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales

t_r = Temperatura del recinto, °F

t₀ = Temperatura de diseño exterior promedio, °F.



f = Factor de corrección para ventilación del cielo raso (sólo para el techo).

$F = 0.75$ para ventiladores de entepiso (cielo falso) en los demás casos usar $f = 1.0$.
(Pita, 1994, págs. 131-146).

4.6.2. Conducción a través de divisiones internas, cielo raso y piso.

Es calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos, es de gran importancia siempre tomarlos en cuenta a la hora de obtener la carga térmica del recinto.

$$Q = UxAxDT$$

Ecuación 6

Donde:

Q = Velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso.

U = Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/h-ft²-°F

A = Área de la división, piso o cielo raso, ft²

DT = Diferencia temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, °F

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5°F menos que la temperatura exterior. Los espacios con fuentes de calor, como los cuartos de calderas, pueden estar a mucho mayor. (Pita, 1994, pág. 142).

4.6.3. Ganancia por Radiación solar a través de vidrios.

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

$$Q = FGCS x A x CS x FCE$$

Ecuación 7



Donde:

Q = ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, BTU/h

FGCS = factor de ganancia máxima de calor solar, BTU/h – ft²

A = área del vidrio, fe

CS = coeficiente de sombreado

FCE = factor de Carga de enfriamiento para el vidrio. (Pita, 1994, pág. 142)

4.6.4. Ganancia por Alumbrado.

Es la ganancia de calor debido al calentamiento que tiene el alumbrado, ya que la potencia eléctrica que demanda las luces una parte de ella se convierte en calor. Hay que tomar en cuenta cuánto tiempo está encendido el alumbrado y el tipo de unidades de alumbrado.

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 8

Donde:

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

W = Capacidad del alumbrado, watts

FB = Factor de balastro

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

El término *W* es la capacidad nominal de las luces en uso, expresada en watts. En muchas aplicaciones todo el alumbrado está encendido siempre, pero si no lo está, se emplear la cantidad real. El valor 3.4 es para convertir watts a BTU/h.

El factor de balastro (**FB**) toma en cuenta las pérdidas de calor en el balastro de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. Un valor típico de FB es 1.25 para el alumbrado fluorescente, pero se debe verificar si hay dudas. Para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales y el FB 1.0.

El factor **FCE** toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el



alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, así como de la construcción del edificio, el tipo de unidades de alumbrado, y la cantidad de ventilación.

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

- Si el sistema de enfriamiento sólo trabaja durante las horas de ocupación
- Si el sistema de enfriamiento trabaja más de 16h
- Si se permite aumentar la temperatura del recinto durante horas cuando no se ocupa (oscilación de temperatura). (Pita, 1994, pág. 149).

4.6.5. Ganancia por Personas.

La ganancia de calor se da por que el cuerpo humano libera energía en forma de calor y se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la traspiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente.

$$Q_s = q_s \times n \times FCE \quad \text{Ecuación 9}$$

$$Q_l = q_l \times n \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

Q_s, Q_l = Ganancias de calor sensible y latente.

q_s, q_l = Ganancias de calor sensible y latente por persona

n = Número de personas

FCE = Factor de carga de enfriamiento para las personas

La velocidad de ganancia de calor debida a la gente depende de su actividad física La tabla 10 da una lista de valores para algunas actividades típicas. Las velocidades están determinadas para una temperatura de BS de recinto de 78°F. Como se observa, los valores cambian ligeramente para otras temperaturas.

El factor FCE, efecto de almacenamiento de calor, se aplica a la ganancia de calor debida a las personas. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no debe incluir almacenamiento de calor y el FCE = 1.0 (Pita, 1994, pág. 151).



4.6.6. Ganancia por Equipos.

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

La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de la placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen tanto calor sensible como latente. (Pita, 1994, pág. 151).

4.6.7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas

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

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el verano tienen ventilación mecánica que emplea algo de aire del exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración, porque se crea una presión positiva de aire dentro de la construcción. En este caso, el aire de ventilación no es una carga en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento. Muchas construcciones modernas tienen ventanas selladas, y por lo tanto no tienen pérdidas por infiltración, excepto en las puertas.

4.6.8. Transferencia de calor a los alrededores

Algo de la ganancia del calor sensible al recinto se transfiere a través de la estructura hacia los alrededores, y nunca aparece como parte de la carga del recinto. Esto constituye un efecto aislado de su almacenamiento. Se debe calcular esa pérdida de calor y corregir las ganancias de calor sensible al recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipos. Las siguientes ecuaciones se emplean para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores. (Pita, 1994, pág. 156)

$$F_c = 1 - 0.02K$$

Ecuación 11



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

Donde:

F_c = Factor para corregir cada ganancia de calor sensible de recinto.

K = Conductancia de la unidad de longitud, BTU/h-ft-°F

L = Longitud de la pared exterior, ft

U_w, U_g = Coeficiente de transferencia de calor, w = pared, g = vidrio, BTU/h-ft²-°F

A_w, A_g = Área de la pared o del vidrio, ft². **4.6.9. Carga de enfriamiento de recinto**

Esta carga de enfriamiento del recinto es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor de él, y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas para el recinto. Se usarán las abreviaturas RSHG, RLHG y RTHG para designar a las ganancias corregidas del recinto, de calor sensible, latente y totales, y entonces la RTHG es la carga de enfriamiento del mismo.

Cuando se calculan las cargas de enfriamiento, se aconseja emplear formas ya preparadas para organizar e informar los datos y resultados. (Pita, 1994, pág. 201).

4.6.10. Línea RSHR o línea de condiciones

Seguido, en la carta psicrométrica se define a la línea RSHR la que se traza a través de las condiciones de recinto y que tiene de pendiente a la relación de calor sensible RSHG/RTHG.

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

Ecuación 12

Esta es de gran importancia porque es la línea sobre la cual debe de quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. La razón de ello es que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calores sensibles y latentes. (Pita, 1994, pág. 202).

4.7. Tipos de Equipos de Acondicionamiento de Aire

Existen equipos acondicionadores condensados por aire y condensados por agua, pero lo más usados son los primeros, dada su fácil aplicación al caso de viviendas y pequeños locales.

Asimismo, los equipos pueden ser compactos y partidos. Los primeros constan de una sola unidad, mientras que los partidos están formados por dos o más unidades.

En cuanto al servicio que prestan, los equipos se denominan unitarios, si se trata de equipos independientes en cada habitación, o individuales, cuando un solo equipo atiende al conjunto de la vivienda o local.

4.7.1. Consola o de Pared

Es un equipo unitario, compacto y de descarga directa. Normalmente se coloca uno por habitación o, si el local es de gran superficie, se colocan varios según las necesidades.

La instalación se realiza en ventana o muro. La sección exterior requiere toma de aire y expulsión a través del hueco practicado. La dimensión del hueco ha de ajustarse a las dimensiones del aparato.

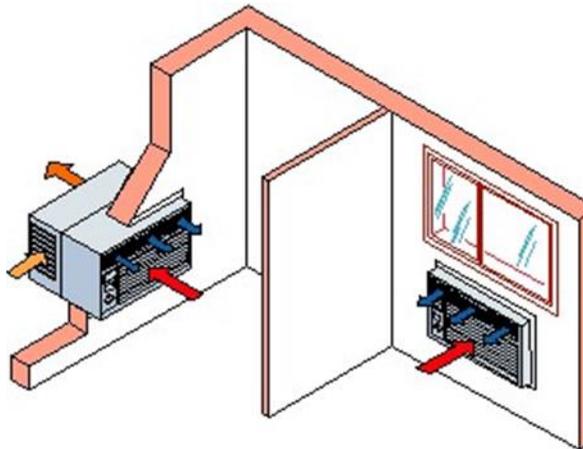


Ilustración 15 consola de pared

4.7.2. Acondicionador Portátil

Es un equipo unitario, compacto o partido, de descarga directa y transportable de una habitación a otra.

Sólo requiere, para su instalación, una sencilla abertura en el marco o el cristal de la ventana o balcón.

Resuelve de forma adecuada las necesidades mínimas de acondicionamiento en habitaciones de viviendas y en pequeños locales.

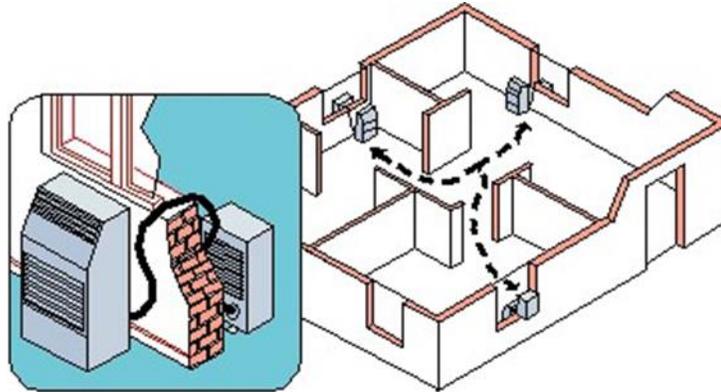


Ilustración 16 unidad portátil

4.7.3. Equipos Partidos (Split o multi-Split)

Son equipos unitarios de descarga directa. Se diferencian de los compactos en que la unidad formada por el compresor y el condensador va al exterior, mientras que la unidad evaporadora se instala en el interior. Ambas unidades se conectan mediante las líneas de refrigerante. Con una sola unidad exterior, se puede instalar una unidad interior (sistema Split) o varias unidades interiores (sistema multi-split). Las unidades interiores pueden ser de tipo mural, de techo y consolas, y todas ellas disponen de control independiente.

El hueco necesario para unir la unidad interior y la exterior es muy pequeño. Así, un hueco de 10 x 10 cm es suficiente para pasar los dos tubos del refrigerante, el tubo de condensación de la unidad evaporadora y el cable de conexión eléctrica.

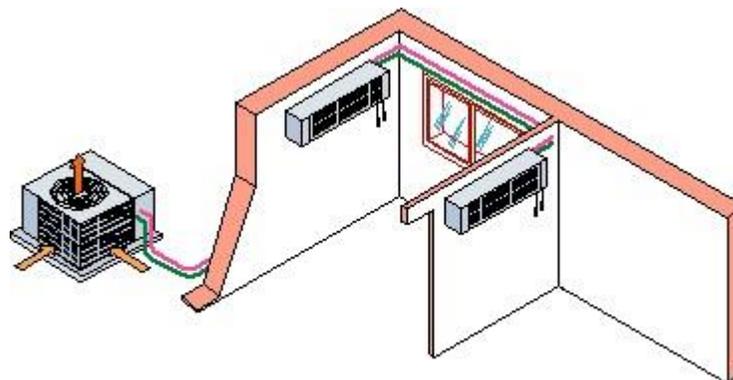


Ilustración 17 unidad Split o multi-Split

4.7.4. Equipo Compacto Individual

Es un equipo de descarga indirecta, mediante red de conductos y emisión de aire a través de rejillas en pared o difusores en techo.

Generalmente se instala un equipo para todo el conjunto de una vivienda o local. El control es individual por equipo, y se realiza de acuerdo con las condiciones de confort de la habitación más representativa (por ejemplo, en una vivienda, la Sala de Estar).

El equipo necesita una toma de aire exterior. Se puede colocar en un falso techo o en un armario, existiendo modelos horizontales y verticales.

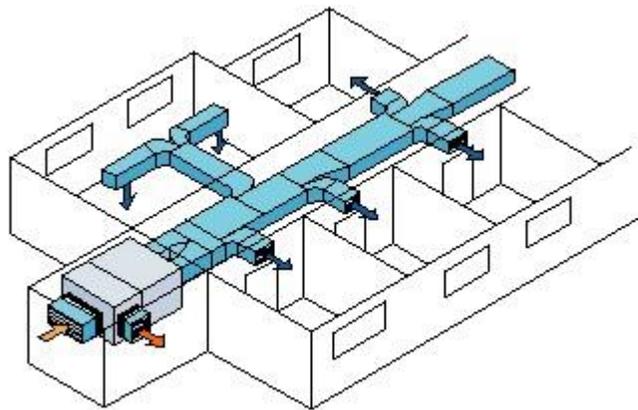


Ilustración 18 unidad compacto individual

4.7.5. Equipo Partido Individual

Es también un equipo de descarga indirecta, mediante red de conductos y emisión de aire a través de rejillas en pared o difusores en techo.

Al igual que los equipos partidos unitarios, está formado por dos unidades: el compresor y el condensador se sitúan en la unidad exterior, mientras que la unidad evaporadora se instala en el interior, conectada a la red de conductos. Ambas unidades se conectan mediante las líneas de refrigerante. Como en el caso anterior, se suele instalar un equipo para toda la vivienda o local. El control es individual por equipo, y se realiza de acuerdo con las condiciones de confort de la habitación más representativa

Para asegurar una correcta ventilación de las dependencias acondicionadas, la unidad interior precisa una toma de aire exterior. Esta unidad suele ser, en general, de tipo horizontal, para facilitar su colocación oculta por un falso techo.

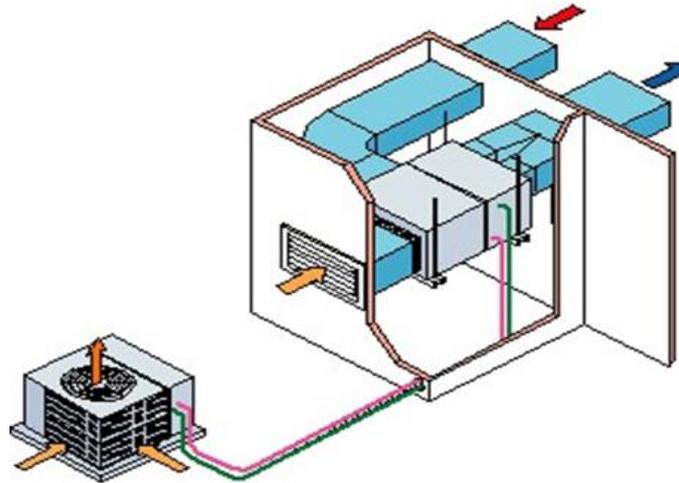


Ilustración 19 unidad portátil individual

4.7.6. Sistemas Centrales de Refrigerante Variable (VRF)

Estos sistemas controlan el flujo de refrigerante de las condensadoras hacia las evaporadoras con el fin de ajustar la capacidad a la demanda. El objetivo es entregar a cada unidad interior el refrigerante necesario para suplir la demanda de la zona que climatiza. De esta manera, se consigue que el consumo no esté en función del total del sistema, sino que esté en función de la carga que se entrega. Estos sistemas presentan múltiples aplicaciones, tales como oficinas, hoteles, comercios, residencias, viviendas unifamiliares, bloques de apartamentos, etc., y son muy empleados en reformas de edificios. Son principalmente para aplicaciones comerciales y residenciales.

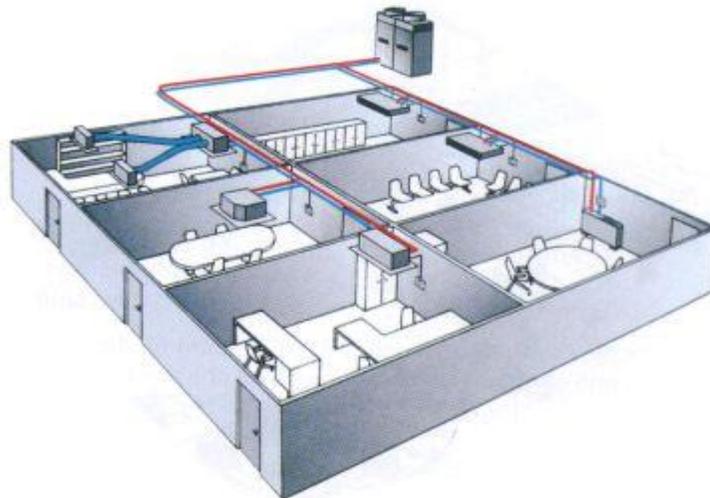


Ilustración 20 unidad VRF



4.8. Tecnología inverter utilizada en los equipos de aire acondicionado

La tecnología inverter en aire acondicionado es aquella que regula la velocidad del compresor de los equipos, mejorando el rendimiento y consumo de energía, Por el contrario, en los equipos que no cuentan con sistemas inverter, el compresor funciona siempre a velocidades absolutas.

Al encender los equipos estándar, el compresor funciona a máximo rendimiento hasta alcanzar la temperatura deseada; posteriormente se detiene. Cuando la temperatura se vuelve a alejar de la deseada, vuelve a entrar en funcionamiento a máxima potencia

En la actualidad muchos equipos, desde un mini Split, hasta unidades paquete cuentan con esta tecnología, incluso las mejores marcas de aire acondicionado desarrollan solo equipos inverter, ya que un menor consumo de energía también significa un menor impacto en el medio ambiente.

4.8.1. Funcionamiento de la tecnología Inverter

La tecnología inverter regula la velocidad del compresor, realizando cambios en la frecuencia de ciclos eléctricos más precisos y eficientes. Es decir, una vez alcanzada la temperatura ideal, la velocidad del compresor comienza a disminuir hasta el mínimo necesario para mantener el clima deseado por el tiempo que sea requerido.

Al hacer que el compresor funcione de mejor manera, también se puede alcanzar la máxima potencia del equipo más rápido, de tal forma que al encender alcance antes la temperatura deseada con menos energía.

4.8.2. Ventajas y beneficios de equipos inverter

- **Ahorro energético y económico.** Al disminuir la velocidad del compresor se gasta menos energía eléctrica. Se puede ahorrar hasta casi 50 por ciento de la energía dependiendo del uso y mantenimiento del equipo. Esto significa que son igual de amigables con el medio ambiente y la cartera, pues el recibo de luz es menor que cuando se emplea aire acondicionado estándar.
- **Alarga la vida útil de los equipos.** Al administrar la energía y tener un funcionamiento inteligente, la vida útil de los equipos de aire acondicionado se alarga en comparación de los equipos estándar.

- **Mayor confort.** Los equipos inverter proporcionan una temperatura más estable, sin cambios bruscos. Esto se traduce en una mayor y mejor sensación de confort para las personas.
- **Menor ruido.** Al evitar los continuos arranques del compresor y el ventilador, su funcionamiento se realiza a velocidades bajas, reduciendo considerablemente el nivel de ruido. En la actualidad hay equipos que rondan los 20 decibeles (dB), ruido por debajo al que se escucha en una biblioteca que puede llegar hasta los 20 dB.

Aires: Inverter vs. convencional



Ilustración 21 sistema inverter vs convencional

4.9. Refrigerantes

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, no obstante, debe reunir ciertas propiedades, tanto termodinámicas como físicas. Desde el punto de vista de la refrigeración por compresión mecánica, se puede definir el refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe al evaporarse, a baja temperatura y presión, hasta donde lo desprende al condensarse a temperatura y presión altas.

Algo importante es la identificación de los refrigerantes, estos se identifican por números después de la letra R, que significa "refrigerante". El sistema de identificación



ha sido estandarizado por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers).

Un refrigerante debe satisfacer un importante requisito:

- Debe absorber el calor rápidamente, a la temperatura requerida por la carga del producto.

No existe el refrigerante perfecto sin embargo podemos encontrar los más adecuados para aplicaciones específicas. Siempre hay que tomar en cuenta sus propiedades, físicas, químicas y termodinámicas que se mencionan a continuación:

4.9.1. Propiedades Físicas Y Químicas

- No debe ser explosivo ni inflamable.
- No debe reaccionar con la humedad.
- Debe ser un compuesto estable.
- No debe ser tóxico ni venenoso.
- No debe tener efecto sobre otros materiales.
- Debe ser miscible con el aceite.
- Fácil de detectar cuando se fuga.

4.9.2 Propiedades Termodinámicas

- ❖ Temperatura
- ❖ Presión
- ❖ Volumen
- ❖ Entropía
- ❖ Densidad

4.10. Protocolo de Montreal

El Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono fue diseñado para reducir la producción y consumo de sustancias que agotan dicha capa, reduciendo su abundancia en la atmósfera protegiendo así la frágil capa de ozono de nuestro planeta. El Protocolo de Montreal original se concertó el 16 de septiembre de 1987 y entró en vigor el 1 de enero de 1989. (EL 19 Digital, 2018)



Nicaragua es firmante del Protocolo de Montreal desde el año 1987 el cual establece acciones y compromisos nacionales para la recuperación de la capa de ozono, a través del Ministerio del Ambiente y los Recursos Naturales MARENA.

Se ha venido trabajando con las instituciones del estado dando el ejemplo, cambiando la tecnología, en este caso de aires acondicionados y refrigeradoras que ocupan sustancias dañinas para hacerlo con sustancias amigables con el medio ambiente y que no son agotadoras de la capa de ozono.

El protocolo de Montreal establece un calendario para la eliminación del consumo gradual de las sustancias que agotan la capa de ozono, entre estas tenemos los Clorofluorocarbono (CFC) y actualmente los Hidroclorofluorocarbonos (HCFC).

Se tienen grandes retos que se deben asimilar por los técnicos, las instituciones y por los usuarios finales, las nuevas tecnologías los nuevos refrigerantes que es necesario asimilar y crear condiciones para su utilización correcta es necesario que la economía y las empresas comerciales entiendan y conozcan los mejores refrigerantes igualmente el personal técnico es muy importante que esté capacitado para sumir los grandes retos de entender y manipular estos refrigerantes que en muchos casos inflamables y tóxicos pero que son de alta eficiencia energética (EL 19 Digital, 2018)

Hoy en día Nicaragua tiene un sobrecumplimiento de más del 25 por ciento de reducción y avanza hacia el 2020 en una reducción del 35 por ciento del consumo de este tipo de sustancias refrigerantes, de manera que al año 2030 Nicaragua ya no utilice más el R22 y el HCFC”.

Actualmente se están utilizando (en materia de refrigerantes) alternativas amigables con el medio ambiente, como los que son a base de hidrocarburos y que le llama HC.

Esta es una alternativa que tiene un cero potencial de agotamiento del ozono y no dañan el clima, también se están utilizando sistemas de refrigeración con amoníaco y que ya están puestos en el mercado. (EL 19 Digital, 2018)



4.11. Uso de la energía y eficiencia energética para sistemas de aire acondicionado

El uso de la energía o el consumo de energía indican la cantidad de energía utilizada o consumida mientras que la eficiencia energética indica la eficiencia con la que se utiliza la energía. Los equipos de alta calidad energética mantienen un ambiente interior confortable con una calidad aceptable de aire interior y un aprovechamiento óptimo de los recursos energéticos. (nergiza, 2016)

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

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

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

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

Tales valores (EER, COP) indican cuántos kW térmicos proporciona el equipo por cada kW consumido; sin embargo, estos utilizan las variables a plena carga, lo que implica que si el equipo trabaja a menor carga la eficiencia no será la misma. Actualmente, la mayoría de equipos son inverter, lo que significa que el régimen del compresor puede adaptarse a la demanda. (nergiza, 2016)

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



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

$$SEER = \frac{EER}{0.9} = COP * 3.792$$

Relación SEER, EER y COP

Según este criterio, de acuerdo con el valor de EER, SEER, COP y SCOP se pueden clasificar los equipos de aire acondicionado, donde la clasificación A+++ la de mayor eficiencia energética. (nergiza, 2016)

| | | |
|------|--------------------|--------------------|
| A+++ | SEER ≥ 8,50 | SCOP ≥ 5,10 |
| A++ | 6,10 ≤ SEER < 8,50 | 4,60 ≤ SCOP < 5,10 |
| A+ | 5,60 ≤ SEER < 6,10 | 4,00 ≤ SCOP < 4,60 |
| A | 5,10 ≤ SEER < 5,60 | 3,40 ≤ SCOP < 4,00 |
| B | 4,60 ≤ SEER < 5,10 | 3,10 ≤ SCOP < 3,40 |
| C | 4,10 ≤ SEER < 4,60 | 2,80 ≤ SCOP < 3,10 |
| D | 3,60 ≤ SEER < 4,10 | 2,50 ≤ SCOP < 2,80 |
| E | 3,10 ≤ SEER < 3,60 | 2,20 ≤ SCOP < 2,50 |
| F | 2,60 ≤ SEER < 3,10 | 1,90 ≤ SCOP < 2,20 |
| G | SEER < 2,60 | SCOP < 1,90 |



DISEÑO METODOLÓGICO

La metodología que se utiliza está conformada por siguientes puntos:

- 1) Las medidas reflejadas en los planos arquitectónicos, tipos de materiales, condiciones de trabajo de las personas y equipos, presentes en local a desarrollar el estudio.
- 2) Cálculo de la carga térmica, la cual considera las distintas ganancias y pérdidas de calor, como en paredes exteriores, interiores, ventanas, techos, infiltraciones, pisos, cielos falsos, puertas, personas, equipos electrónicos y mecánicos, aire fresco, iluminación, etc.
- 3) Análisis psicométrico del aire que entra y sale del evaporador, para poder obtener la cantidad de calor que debe eliminar el equipo de acondicionamiento de aire del ambiente a climatizar.
- 4) La elección del equipo de catálogos de fabricantes que tengan distribución a nivel nacional. Además, es de gran importancia considerar el costo, la eficiencia y la calidad.
- 5) Un plan de instalación que facilite el montaje y el correcto mantenimiento del equipo, para así poder alargar la vida útil del mismo.



V. MEMORIA DE CÁLCULO DE CARGA TERMICA DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES.

5.1. Parámetros de diseño

La temperatura de diseño que determinamos es la temperatura de confort en función de la tabla psicrométrica esta será de 24°C (75 °F) de bulbo seco y 50% de humedad relativa.

Planteados las condiciones de diseño procedemos a determinar la temperatura exterior promedio predominante en la ciudad de Managua en función de las tablas de datos climatológicos brindadas por INETER (ver ANEXOS Tabla 1 y 2)

$$t_0 = T^0Bs - \frac{Rango}{2}$$

Donde:

t_0 : Temperatura Exterior considerando los promedios de tablas de datos climatológicos de Nicaragua.

T^0Bs : Temperatura de Bulbo seco extraída del cálculo promedio de las temperaturas máximas a lo largo de 2 años.

$Rango$: Diferencia de cambio de temperatura máximo y mínimo promedio tabulado durante 2 años.

Según las tablas de datos climatológicos brindadas por INETER tenemos como temperaturas máximas promedio $T^0Bs = 36.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un $Rango = 3.1\text{ }^{\circ}\text{C}$

Con estos datos obtenidos calculamos la temperatura exterior promedio t_0

$$t_0 = 36.4\text{ }^{\circ}\text{C} - \frac{3.1}{2}\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_0 = 34.85\text{ }^{\circ}\text{C} \approx 95.0\text{ }^{\circ}\text{F}$$

Conociendo las variables antes descritas, y aplicando las fórmulas correspondientes calculamos la transferencia de calor independientemente en cada pared y techo ya que están sometidas a diferentes condiciones además de ser diferentes infraestructuralmente.



La empresa Impresos Digitales está dividida en cuatro secciones, siendo la sección de imprenta la excepción en este estudio.

5.2. CALCULO EN EL ÁREA DE RECEPCIÓN

A continuación detallamos las medidas en el área de RECEPCIÓN, las cuales se utilizan para el cálculo de cargas, cabe señalar que la elevación de cada una de las áreas de estudio es de 3 m:

| RECEPCIÓN | | | |
|-----------|---------|----------|----------|
| PAREDES | | | |
| Latitudes | m^2 | ft^2 | Material |
| Norte | 30.48 | 328.0947 | Concreto |
| Sur | 32.24 | 347.0398 | Concreto |
| Este | 15.55 | 167.3843 | Concreto |
| Oeste | 10.1586 | 109.3498 | Concreto |
| VENTANAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | - | - | - |
| Este | - | - | - |
| Oeste | 1.9865 | 21.3832 | vidrio |
| PUERTAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | 2.11 | 22.7126 | vidrio |
| Este | 4.22 | 45.4252 | vidrio |
| Oeste | 2.11 | 22.7126 | vidrio |
| | 1.6458 | 17.7158 | madera |

Con estas áreas descritas procedemos al cálculo de la ganancia neta del recinto a través de conducción.

5.2.1 Ganancia neta del local a través de la conducción de las paredes

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$



La estructura de las paredes que forman el área de recepción es de bloque de 6 pulgadas más acabado. Estas características coinciden en el **grupo E de Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)** Bloque de 8 pulgadas, (ver anexos, tabla 3), por lo tanto el valor del coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{°F.h.ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

Pared Norte

$$U = 0.348 \frac{BTU}{°F.h.ft^2}$$

❖ Área.

| Latitud | Pared (m ²) | Pared (ft ²) | Material |
|---------|--------------------------|---------------------------|----------|
| Norte | 30.48 | 328.0947 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75 °F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 95 °F$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar la cual fue la hora en que INETER registro la temperatura más alta, grupo E, en dirección Norte.



| | | |
|------------------------|----------------------|--------------|
| Paredes grupo E | Hora solar 14 | Norte |
| Valor DTCE | | 13 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Norte.

| Valor LM | | |
|-----------------|--------------|--------------|
| Latitud | Mes | Norte |
| 8 | Abril | 2 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(13 + (2)) \times 0.65 + (78 - 75) + (95 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 22.75 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Norte es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{\text{BTU}}{\text{ } ^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \times 328.0947 \text{ ft}^2 \times 22.75 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 2597.5257 \text{ BTU/h}$$

Pared Sur

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la siguiente ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{\text{BTU}}{\text{ } ^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.



❖ Área.

| Latitud | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|---------|-----------------|------------------|----------|
| Sur | 32.24 | 347.0398 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 \text{ °F} - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

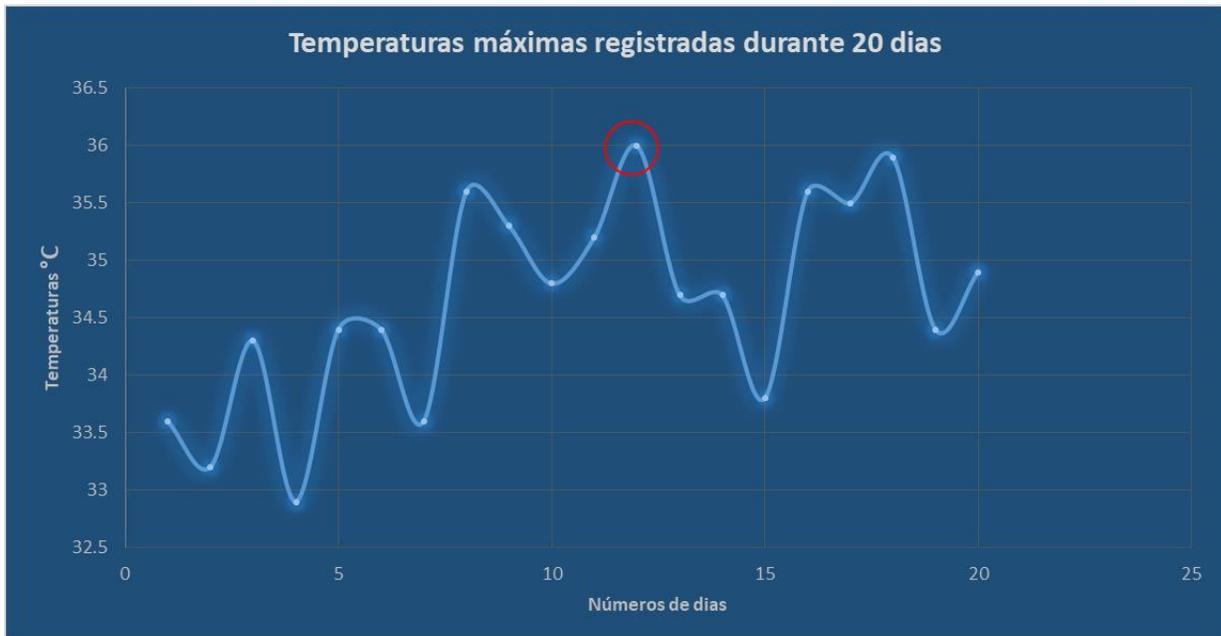
$$T_r = 75 \text{ °F}$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

La pared sur está dividida internamente al área de imprenta, por ende esta pared no está expuesta al sol por lo tanto se hacen las respectivas mediciones sucesivas con el termo higrómetro (EXTECH) en diferentes puntos del lado exterior, en un lapso de tiempo de 20 días ya que esto nos permite tener una mayor exactitud estadística de la temperatura máxima predominante, del total de mediciones realizadas seleccionamos las temperaturas máximas por días, arrojando los siguientes resultados mostrados en el siguiente gráfico seleccionando como temperatura ambiental exterior el máximo valor, esta temperatura ya no necesita corregirse porque es tomada directamente del lugar de estudio.



| Temperaturas máximas diarias | |
|------------------------------|----------------|
| N° Dias | Temperatura °C |
| 1 | 33.6 |
| 2 | 33.2 |
| 3 | 34.3 |
| 4 | 32.9 |
| 5 | 34.4 |
| 6 | 34.4 |
| 7 | 33.6 |
| 8 | 35.6 |
| 9 | 35.3 |
| 10 | 34.8 |
| 11 | 35.2 |
| 12 | 36 |
| 13 | 34.7 |
| 14 | 34.7 |
| 15 | 33.8 |
| 15 | 35.6 |
| 17 | 35.5 |
| 18 | 35.9 |
| 19 | 34.4 |
| 20 | 34.9 |



$$T_0 = 36.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 96.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$



DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Sur.

| Paredes grupo E | Hora solar 14 | Sur |
|-----------------|---------------|-----|
| Valor DTCE | | 24 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Sur.

| Valor LM | | |
|----------|-------|-----|
| Latitud | Mes | Sur |
| 8 | Abril | -7 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(24 + (-7)) \times 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 25.85 \text{ } ^\circ F$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Sur es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \times 347.0398 \text{ } ft^2 \times 25.85 \text{ } ^\circ F$$

$$Q = 3121.9006 \text{ } BTU/h$$



Pared Este

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la siguiente ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{°F.h.ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

❖ Área.

| Latitudes | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|-----------|-----------------|------------------|----------|
| Este | 15.55 | 167.3843 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75 °F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 95 °F$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Este.

| Paredes grupo E | Hora solar | Este |
|-----------------|------------|------|
| | 14 | |
| Valor DTCE | | 37 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)



LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Este.

| Valor LM | | |
|----------|-------|------|
| Latitud | Mes | Este |
| 8 | Abril | -7 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(37 + (-1)) \times 0.65 + (78 - 75) + (95 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 36.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Este es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \times 167.3843 \text{ ft}^2 \times 36.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = 2120.2904 \text{ BTU/h}$$

Pared Oeste

La pared Este no es considerado por que la temperatura de diseño del área de recepción es de 77 °F y la temperatura de diseño del área de gerencia será la misma, y esta pared divide a las dos áreas por lo cual a la hora hacer cálculo por igualdad de temperatura se hará cero.

5.2.2. Ganancia neta de calor por conducción en techos

El cálculo de ganancia neta de calor por conducción por techos se realiza de igual forma como la ganancia de conducción en paredes, utilizando la misma ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor y las diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) se encuentran en la **tabla 6 (ver anexos)** se selecciona en función de la descripción de la construcción del techo, en cual el material de construcción del



techo es de lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 pulgadas, teniendo como coeficiente global de transferencia de calor por techos de $U = 0.134 \frac{BTU}{°F \cdot h \cdot ft^2}$ para la selección de DTCE tomamos el referencial de las 14 horas solar, el cual es

$$DTCE = 77°F$$

❖ **Área**, esta sección ocupa **694.875 ft²** (ver anexos, plano arquitectónico)

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

La corrección para diferencias de temperatura para carga de enfriamiento tiene un valor de $LM = -1$ encontrado en **la tabla 4 (ver anexos)**

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(77 + (-1)) * 0.65 + (78 - 75) + (95 - 85)] * 1$$

$$DTCE_c = 62.4 °F$$

Entonces la carga de calor por el techo:

$$Q = 0.134 \frac{BTU}{h \cdot °F \cdot ft} * 694.875 ft^2 * 62.4 °F$$

$$Q = 5433.9948 BTU/h$$

5.2.3. Ganancia de calor por Radiación y Conducción solar a través de vidrios

Se necesita saber ciertos datos para calcular la carga por la radiación a través de los vidrios, como el FGSC (tabla 7), CS (tabla 9) y FCE (tabla 8). ver anexos

La ganancia neta de calor se puede calcular mediante la ecuación 7:

$$Q = FGCS * A * CS * FCE$$

Para el área total del vidrio se hace una sumatoria de las áreas de puerta y ventanas que contienen vidrio para cada pared.



| Latitudes (Pared) | Ventanas (m ²) | Ventanas (ft ²) | Puertas (m ²) | Puertas (ft ²) | Área Total (ft ²) |
|-------------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| Norte | - | - | - | - | - |
| Sur | - | - | 2.11 | 22.7126 | 22.7126 |
| Este | - | - | 4.22 | 45.4252 | 45.4252 |
| Oeste | 1.9865 | 21.3832 | - | - | 21.3832 |

El coeficiente de sombreado (*CS*) se selecciona según las características del material que están formadas puertas y ventanas, en nuestro caso es vidrio sencillo, tipo claro, sin sombreado inferior, por ende en la selección obtenemos un ***CS* = 0.94**

En *FCE* se selecciona en función del tipo de construcción y la hora solar establecida, se toma una aproximación de construcción pesada, debido a que la pared de concreto con que están elaboradas tiene de 8 in de ancho y hora solar 14, así que para cada pared se tiene lo siguiente:

Ganancia por radiación Para el lado Este:

$$Q = FGCS * A * CS * FCE$$

$$Q = 225 \text{ BTU/h} * \text{ft}^2 * 45.4252\text{ft}^2 * 0.94 * 0.29$$

$$Q = 2786.1546 \text{ BTU/h}$$

Ganancia por conducción Para el lado Este:

$$Q = U x A x DTCE_c$$

El valor de coeficiente global de transferencia de calor para el vidrio (*U*) se obtiene de la **tabla 7 (ver anexos)** las puertas y ventanas es tipo vidrio sencillo, sección paneles verticales, se selecciona en exterior verano con valor de:

$$U = 1.04 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{°F} \cdot \text{ft}}$$

El valor del *DTCE* se selecciona de la tabla 5 (ver anexos). Obteniendo para el lado este un valor de ***DTCE* = 37**



No obstante, el valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación:

$$DTCE_c = [(DTCE) + (78^\circ F - T_r) + (T_0 - 85)]$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75^\circ F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 95^\circ F$$

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(37) + (78 - 75) + (95 - 85)]$$

$$DTCE_c = 50^\circ F$$

Entonces la ganancia de calor por conducción es:

$$Q = 1.04 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft} * 45.4252 ft^2 * 50^\circ F$$

$$Q = 2362.1104 BTU/h$$

Ganancia por conducción Para el lado Sur:

El valor de coeficiente global de transferencia de calor para el vidrio (U) se obtiene de la **tabla 7 (ver anexos)** las puertas y ventanas es tipo vidrio sencillo, sección paneles verticales, se selecciona en exterior verano con valor de:

$$U = 1.04 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft}$$

El valor del $DTCE$ se selecciona de la tabla 5 (ver anexos). Obteniendo para el lado Sur un valor de $DTCE = 24$

No obstante, el valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación:



$$DTCE_c = [(DTCE) + (78^\circ F - T_r) + (T_0 - 85)]$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75^\circ F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 95^\circ F$$

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(24) + (78 - 75) + (96.8 - 85)]$$

$$DTCE_c = 38.80^\circ F$$

Entonces la ganancia de calor por conducción es:

$$Q = 1.04 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft} * 22.7126 ft^2 * 38.80^\circ F$$

$$Q = 916.4988 BTU/h$$

5.2.4. Ganancia de calor por Alumbrado

La carga térmica por alumbrado se calcula con la ecuación 8:

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

Para esto necesitamos el factor de balastro, en el caso del presente proyecto, el área esta iluminada por **6 lámparas 30 Watts/tubo**.

Ya que estás lámparas son fluorescentes el factor de balastro tendrá un valor de **1.25**

En tanto al factor por carga de enfriamiento se tomará el valor de **1** ya que el sistema de enfriamiento solo se utiliza en horas de ocupación.

Entonces la carga térmica por alumbrado es:

$$Q_{alumbrado} = Q_{lamparas\ fluorescentes}$$

$$Q_{alumbrado} = 3.4 * 6 * 30 * 1.25 * 1$$

$$Q_{alumbrado} = 765 BTU/h$$



5.2.5. Ganancia de calor por Personas

El cálculo de las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas se encuentra utilizando las ecuaciones 9 y 10:

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

$$Q_l = q_l * n * FCE$$

La capacidad del número de personas máximas que caben en el área de recepción de la empresa es de **40 personas**.

El *FCE* según pita, si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche es igual a **1**.

El calor sensible *qs* y *ql* latente se encuentra en la **tabla 10 (ver anexos)**, para personas paradas, trabajo ligero y caminar despacio, los valores respectivos son:

$$q_s = 315 \text{ BTU/h}$$

$$q_l = 325 \text{ BTU/h}$$

Sustituyendo:

Calor Sensible

$$Q_s = 315 \text{ BTU/h} * 40 * 1$$

$$Q_s = 12600 \text{ BTU/h}$$

Calor Latente

$$Q_L = 325 \text{ BTU/h} * 40 * 1$$

$$Q_L = 13000 \text{ BTU/h}$$

Calor Total

$$Q_{T(\text{personas})} = Q_s + Q_L$$

$$Q_{T(\text{personas})} = 12600 \text{ BTU/h} + 13000 \text{ BTU/h}$$



$$Q_{T(\text{personas})} = 25600 \text{ BTU/h}$$

5.2.6. Ganancia de calor por Equipos

Los equipos transfieren calor al ambiente al usarse, debemos tomar en cuenta esta transferencia para la carga de enfriamiento.

Equipos que se usan en el local:

| Equipos | Cantidad | Potencia (watts) |
|----------------------------|----------|------------------|
| Televisores LG 32" | 1 | 80 |
| Computadoras escritorio | 7 | 130 |
| Impresoras grandes XEROX | 2 | 2100 |
| Impresora grande Ace prosy | 1 | 4100 |
| Impresoras pequeñas HP | 1 | 700 |
| Σ Potencias | | 9990 |

El cálculo de la ganancia de calor por equipos se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{equipos}} = 3.412 \frac{\text{BTU}}{\text{h.W}} * W_{\text{Potencia total(watts)}}$$

$$Q_{\text{equipos}} = 3.412 \frac{\text{BTU}}{\text{h.W}} * (9990)W$$

$$Q_{\text{equipos}} = 34085.88 \text{ BTU/h}$$

5.2.7. Transferencia de calor a los alrededores

Se debe calcular **Fc** para corregir las ganancias de calor del recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipo. La ecuación 11 se emplea para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

$$F_c = 1 - 0.02 K$$

$$K = \frac{(U_w * A_w + U_g * A_g)}{L}$$

Al realizar este cálculo se toma un coeficiente promedio de transferencia de calor tanto en la pared como para los vidrios siendo estos:



$U_g = 0.348 \text{ Btu/h ft}^2\text{°F}$ Para el concreto, tomado de la **Tabla 3 (ver anexos)**

$U_w = 1.04 \text{ Btu/h ft}^2\text{°F}$ Para el vidrio, tomado de la **Tabla 7 (ver anexos)**

Seleccionamos la pared que nos proporciona la máxima ganancia por conducción en paredes, por lo tanto es la pared Este.

Realizando la operación da un valor de:

$$K = \frac{\left(1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2 - \text{°F}} * 45.4252 \text{ ft}^2 + 0.348 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2 - \text{°F}} * 167.3843 \text{ ft}^2\right)}{21,522 \text{ ft}}$$

$$K = 4.9015$$

Determinando el factor para corregir las ganancias de calor sensible al local:

$$F_c = 1 - 0.02(4.9015)$$

$$F_c = 0.9019$$

Las ganancias de calor sensible debidas a la conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipos se deben de multiplicar por 0.9019, cada una de ellas. Obteniendo una reducción en las cargas del 9.81 %.

5.2.8. Ganancia de calor por Infiltración

Para el cálculo de la ganancia de calor por infiltración, existen dos métodos: El método de las fisuras y el método del cambio de aire. Para la empresa IMPRESOS DIGITALES vamos a elegir el método del cambio de aire. Ya que es mejor porque se está abriendo constantemente las puertas, se elige el número de renovaciones de aire $C.A = 2$, **Tabla 11 (ver anexos)**.

$$V = 6396.411 \text{ ft}^3$$

$$CFM = C.A * \frac{V}{60}$$

CFM: Velocidad de Infiltración

C.A: Numero de cambios por hora para el local

V: Volumen del local



$$CFM = 2 * \frac{6396.411}{60}$$

$$CFM = 213.2138 \frac{ft^3}{min}$$

Ahora se procederá al cálculo de las cargas de calor sensible y latente:

Ganancia de calor sensible

$$Q_s = 1.1 x CFM x DT$$

Donde:

Q_s : Calor sensible por infiltración

DT : Diferencia entre temperatura exterior e interior.

$$DT = T_0 - T_r$$

$$T_r = 75 \text{ } ^\circ F$$

$$T_0 = 95 \text{ } ^\circ F$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$Q_s = 1.1 x 213.2138 \text{ CFM} x (95 - 75) \text{ } ^\circ F$$

$$Q_s = 4690.7036 \text{ BTU/h}$$

Ganancia de calor latente

$$Q_L = 0.68 x CFM x (w_i - w_e)$$

Donde:

Q_L : Ganancia de calor latente

w_i, w_e : Relaciones de humedad interior y exterior

Los valores de las relaciones de humedad se toman de la tabla psicométrica, proyectando las temperaturas de diseño interior y exterior de esta área hacia arriba



hasta coincidir con la línea de humedad relativa que en nuestro caso es 50 %. Luego se proyecta una línea perpendicular hacia la derecha encontrando los siguientes valores.

$$w_i = 126 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

$$w_e = 64 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

Entonces:

$$Q_L = 0.68 \times 213.2138 \text{ CFM} \times (126 - 64.) \text{ lb}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

$$Q_L = 8989.0938 \text{ BTU/h}$$

5.2.9. Carga de enfriamiento del local

Las cargas de enfriamiento se dividen en cargas por calor sensible y cargas por calor latente de:

$$Q_s = 71480.0589 \text{ BTU/h}$$

$$Q_L = 21989.0938 \text{ BTU/h}$$

Pero el calor sensible es necesario corregirlo con el valor F_c , entonces:

$$Q_s = 0.9019 * 71480.0589 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_s = 64467.8651 \text{ BTU/h}$$

$$RSHG = 64467.8651 \text{ BTU/h}$$

$$RLHG = 21989.0938 \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (RSHG + RLHG) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (64467.8651 + 21989.0938) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = 86456.9589 \text{ BTU/h}$$



| GANANCIA DE CALOR EN EL AREA RECEPCION | | | | |
|----------------------------------------|-------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| TIPO DE GANACIAS | LATITUD | $Q_L = BTU/h$ | $Q_S = BTU/h$ | $Q_T = BTU/h$ |
| PAREDES | NORTE | - | 2597.5257 | 2597.5257 |
| | SUR | - | 3121.9006 | 3121.9006 |
| | ESTE | - | 2120.2904 | 2120.2904 |
| TECHO | - | - | 5433.9948 | 5433.9948 |
| PUERTAS Y VENTANAS | ESTE | - | 5148.265 | 5148.265 |
| | SUR | - | 916.4988 | 916.4988 |
| ALUMBRADO | - | - | 765 | 765 |
| PERSONAS | - | 13000 | 12600 | 25600 |
| EQUIPOS | - | - | 34085.88 | 34085.88 |
| INFILTRACIONES | - | 8989.0938 | 4690.7036 | 13679.7974 |
| SUBTOTAL | - | 21989.0938 | 71480.0589 | 93469.1527 |
| FC SENSIBLE (0.9019) | | | 64467.8651 | |
| LINEAS DE PROCESO | | | | |
| | RSHG | | | 64467.8651 |
| | RLHG | | | 21989.0938 |
| | RTHG | | | 86456.9589 |

5.2.10. Selección del serpentín haciendo uso de la carta psicométrica

Para poder seleccionar el serpentín necesitamos la relación de calor sensible lo cual lo calculamos con la ecuación 12:

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

$$RSHR = \frac{64467.8651 \text{ BTU/h}}{86456.9589 \text{ BTU/h}}$$

$$RSHR = 0.7457$$

Este valor se encuentra en la carta psicométrica en la parte derecha y se debe de lanzar una recta que coincida con el punto centro de la carta psicométrica, luego lanzar una paralela a que conecte con una temperatura de entre 15 a 30 °F grados menores de bulbo seco, la cual es el diferencial de temperatura del aire de suministro exterior y el aire de diseño interior.

Pero como nuestros parámetros de diseño son exactamente iguales a la zona de confort (punto centro) que especifica la carta psicrometrica, entonces la linea



proyectada pasara directamente del factor de calor sensible hasta la temperatura 3 que se seleccionara.

Entonces dado nuestras condiciones de diseño se seleccionara un diferencial de temperatura de 20°F , porque es la diferencia entre 95°F (temperatura exterior) y 75°F (temperatura interior), por lo tanto para encontrar la temperatura 3 se hará lo siguiente.

$$t_3 = (t_4 - \Delta t)^\circ F$$

$$t_3 = (75 - 20)^\circ F$$

$$t_3 = 55^\circ F$$

Entonces calculamos:

$$CFM_3 = \frac{Q_s}{1.1 * (t_4 - t_3)} = \frac{64467.8651 \text{ BTU/h}}{1.1 * (75 - 55)^\circ F} = 2930.3575 \text{ CFM}$$

La reposición de aire será el aire de infiltración que hay en el local que fue calculada anteriormente, ósea $CFM_1 = 213.2138 \text{ CFM}$, entonces:

$$CFM_7 = CFM_3 - CFM_1 = (2930.3575 - 213.2138) \text{ CFM}$$

$$CFM_7 = 2717.1437 \text{ CFM}$$

La temperatura de la mezcla de aire de reposición con el de recirculación será:

$$BS_2 = \frac{BS_1 CFM_1 + BS_7 CFM_7}{CFM_2} = \frac{(95^\circ F * 213.2138 \text{ CFM}) + (75^\circ F * 2717.1437 \text{ CFM})}{2930.3575 \text{ CFM}}$$

$$BS_2 = 76.45^\circ F$$

Se traza la línea de mezcla en la carta psicométrica, del punto 1 (95°F) y el punto 7 (75°F), luego se traza la línea de la temperatura 2 (76.45°F) hacia arriba hasta intercepten ambas. Lo que conlleva a encontrar el punto 2, procedemos a tomar los valores de humedad absoluta y los valores de entalpía de los puntos 2 y 3 que son los valores que nos dan las líneas de proceso del serpentín. (Ver anexo 12)

Los valores que se leyeron fueron:

$$w_2 = 70 \text{ g}_{H_2O} / \text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$



$$w_3 = 50 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_2 = 29.3 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_3 = 20.8 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

Entonces el calor sensible total que debe retirar el serpentín es:

$$Q_s = 1.1 \text{ CFM}_2 (BS_2 - BS_3)$$

$$Q_s = 1.1 * 2930.3575 \text{ CFM} (76.45 - 55)^\circ F = 69141.7852 \text{ BTU}/h$$

El calor latente que debe sustraer el serpentín será:

$$Q_L = 0.68 \text{ CFM}_2 (w_2 - w_3)$$

$$Q_L = 0.68 * 2930.3575 \frac{\text{CFM}(70 - 50)g_h}{\text{lb}_s}$$

$$Q_L = 39852.8620 \text{ BTU}/h$$

Entonces el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

$$Q_T = 69141.7852 \frac{\text{BTU}}{h} + 39852.8620 \frac{\text{BTU}}{h}$$

$$Q_T = 108994.6472 \frac{\text{BTU}}{h}$$

Se puede calcular el calor total con las entalpías para comprobar los valores calculados.

$$Q_T = 4.5 \text{ CFM}_2 (h_2 - h_3)$$

$$Q_T = 4.5 * 2930.3575 \text{ CFM} * (29.3 - 20.8) \text{ BTU}/\text{lb}$$

$$Q_T = 112086.1744 \text{ BTU}/h$$

Los valores calculados son similares a los anteriores así que podemos confirmar que son correctos, se tomarán el valor más alto, el cual es el calor que necesitara retirar el serpentín teóricamente **112086.1744 BTU/h**



Se deberá multiplicar el valor antes mencionado por un factor de seguridad, este factor se toma a criterio del diseñador, se tomará un 5% para satisfacer condiciones que pueden variar durante el tiempo.

Entonces la carga térmica total es:

$$Q_T = 1.05 * 112086.1744 \text{ BTU/h}$$

$$\mathbf{Q_T = 117690.4831 \text{ BTU/h}}$$



5.3. CALCULÓ EN EL AREA DE GERENCIA

El área de GERENCIA está situada al lado oeste del área de RECEPCIÓN, esta consta de $10.12 m^2$ con una elevación de 3m.

A continuación se detallan las medidas de paredes ventanas y puertas:

| GERENCIA | | | |
|-----------|--------|----------|----------|
| PAREDES | | | |
| Latitudes | m^2 | ft^2 | Material |
| Norte | 7.59 | 81.7008 | Concreto |
| Sur | 7.59 | 81.7008 | Concreto |
| Este | 7,9065 | 167.0754 | Concreto |
| Oeste | 10.81 | 116.3617 | Concreto |
| VENTANAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | - | - | - |
| Este | 1.9865 | 21.3832 | vidrio |
| Oeste | 1.19 | 12.8095 | vidrio |
| PUERTAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | - | - | - |
| Este | 2.11 | 22.7126 | vidrio |
| Oeste | - | - | - |

Con estas áreas descritas procedemos al cálculo de la ganancia neta del recinto a través de conducción.

5.3.1. Ganancia neta del local a través de la conducción de las paredes

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

La estructura de las paredes que forman el área de gerencia es de bloque de 6 pulgadas más acabado. Estas características coinciden en el **grupo E de Bloque de concreto**



ligero y pesado + (acabado) Bloque de 8 pulgadas, (ver anexos, tabla 3), por lo tanto el valor del coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{°F \cdot h \cdot ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

Pared Norte

❖ Área.

| Latitud | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|---------|-----------------|------------------|----------|
| Norte | 7.59 | 81.7008 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75 °F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 96.8 °F$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Norte.

| Paredes grupo E | Hora solar 14 | Norte |
|-----------------|---------------|-------|
| Valor DTCE | | 13 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)



LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Norte.

| Valor LM | | |
|----------|-------|-------|
| Latitud | Mes | Norte |
| 8 | Abril | 2 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(13 + (2)) \times 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 24.5500 \text{ } ^\circ F$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Norte es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \times 81.7008 ft^2 \times 24.55 \text{ } ^\circ F$$

$$Q = 698.0026 BTU/h$$

Pared Sur

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

❖ Área.

| Latitud | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|---------|-----------------|------------------|----------|
| Sur | 7.59 | 81.7008 | Concreto |



El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78\text{ }^\circ\text{F} - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

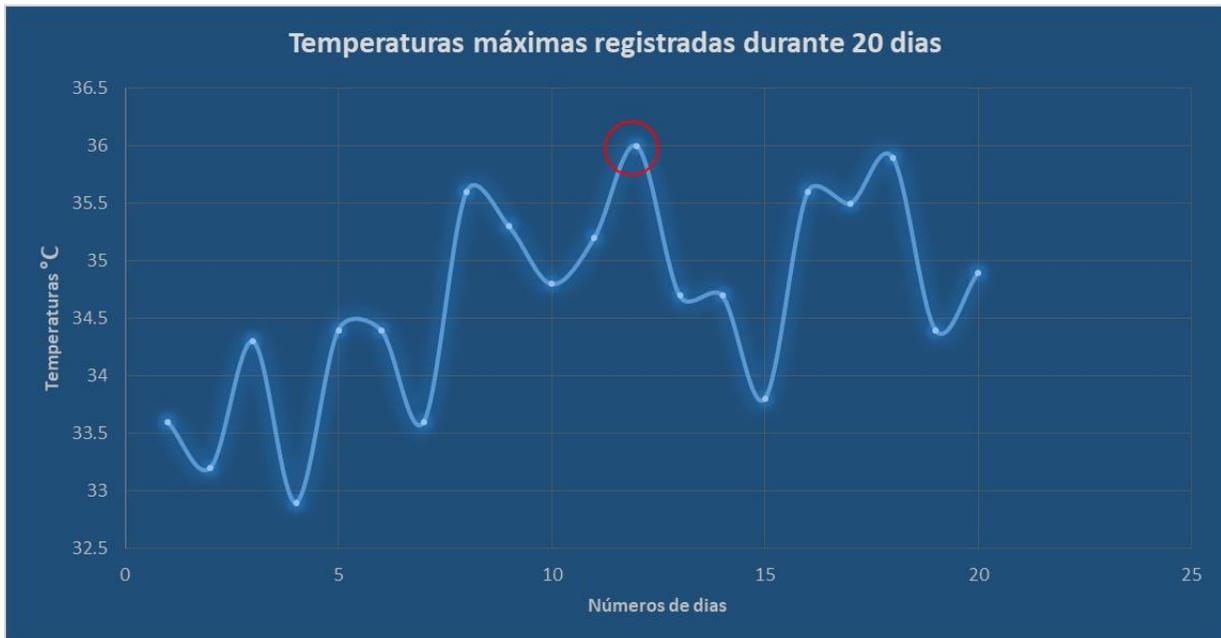
Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75\text{ }^\circ\text{F}$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

La pared sur está divide internamente al área de imprenta del área de gerencia, por ende esta pared no está expuesta al sol por lo tanto se hacen las respectivas mediciones sucesivas con el termo higrómetro (EXTECH) en diferentes puntos del lado exterior arrojando los siguientes resultados mostrados en el siguiente grafico seleccionando como temperatura ambiental exterior el máximo valor.



$$T_0 = 36.0\text{ }^\circ\text{C} = 96.8\text{ }^\circ\text{F}$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Sur.



| Paredes grupo E | Hora solar 14 | Sur |
|-----------------|---------------|-----|
| Valor DTCE | | 24 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Sur.

| Valor LM | | |
|----------|-------|-----|
| Latitud | Mes | Sur |
| 8 | Abril | -7 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(24 + (-7)) \times 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 25.85 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Sur es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ\text{F} \cdot \text{h} \cdot \text{ft}^2} \times 81.7008 \text{ ft}^2 \times 25.8500^\circ\text{F}$$

$$Q = 734.9641 \text{ BTU/h}$$

Pared Este y Oeste

La pared Este y Oeste no son consideradas por que la temperatura de diseño del área de recepción y del área de impresiones a grandes formatos serán de $77 \text{ } ^\circ\text{F}$ y la temperatura de diseño del área de gerencia será la misma, por lo tanto al hacer el cálculo se hará cero por igualdad de temperatura en las 3 áreas de la empresa.



5.3.2. Ganancia neta de calor por conducción en techos

El cálculo de ganancia neta de calor por conducción por techos se realiza de igual forma como la ganancia de conducción en paredes, utilizando la misma ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor y las diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) se encuentran en la **tabla 6 (ver anexos)** se selecciona en función de la descripción de la construcción del techo, en cual el material de construcción del techo es de lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 pulgadas, teniendo como coeficiente global de transferencia de calor por techos de $U = 0.134 \frac{BTU}{°F \cdot h \cdot ft^2}$ para la selección de DTCE tomamos el referencial de las 14 horas solar, el cual es

$$DTCE = 77 °F$$

❖ **Área**, esta sección ocupa **108.931 ft²** (ver anexos, plano arquitectónico)

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

La corrección para diferencias de temperatura para carga de enfriamiento tiene un valor de $LM = -1$ encontrado en la **tabla 4 (ver anexos)**

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(77 + (-1)) \times 0.65 + (78 - 75) + (95 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 62.4 °F$$

Entonces la carga de calor por el techo:

$$Q = 0.134 \frac{BTU}{h \cdot °F \cdot ft^2} * 108.931 ft^2 * 62.4 °F$$

$$Q = 910.8374 BTU/h$$



5.3.3. Ganancia de calor por Radiación y Conducción solar a través de vidrios

Como las paredes Este y Oeste de la oficina de gerencia tienen iguales temperaturas en ambos lados ya que son divisoras de las tres áreas a climatizar, por lo tanto tendrán 77 °F por dentro y por fuera, lo que da como resultado que no habrá transferencia de calor de ningún tipo.

5.3.4. Ganancia de calor por Alumbrado

La carga térmica por alumbrado se calcula con la ecuación 8:

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

Para esto necesitamos el factor de balastro, en el caso del presente proyecto, el área esta iluminada por **6 lámparas 30 Watts/tubo**.

Ya que estás lámparas son fluorescentes el factor de balastro tendrá un valor de 1.25.

En tanto al factor por carga de enfriamiento se tomará el valor de 1 ya que el sistema de enfriamiento solo se utiliza en horas de ocupación.

Entonces la carga térmica por alumbrado es:

$$Q_{alumbrado} = Q_{lamparas\ fluorescentes}$$

$$Q_{alumbrado} = 3.4 * 2 * 30 * 1.25 * 1$$

$$Q_{alumbrado} = 255 \text{ BTU/h}$$

5.3.5. Ganancia de calor por Personas

El cálculo de las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas se encuentra utilizando las ecuaciones 9 y 10:

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

$$Q_l = q_l * n * FCE$$

La capacidad del número de personas máximas que ocupa el área de gerencia de la empresa es de **2 personas**.



El *FCE* según pita, si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche es igual a **1**.

El calor sensible *qs* y latente *ql* se encuentra en la **tabla 10 (ver anexos)**, para personas sentadas, mecanografía, los valores respectivos son:

$$q_s = 255 \text{ BTU/h}$$

$$q_l = 255 \text{ BTU/h}$$

Sustituyendo:

Calor Sensible

$$Q_s = 255 \text{ BTU/h} * 2 * 1$$

$$Q_s = 510 \text{ BTU/h}$$

Calor Latente

$$Q_L = 555 \text{ BTU/h} * 2 * 1$$

$$Q_L = 510 \text{ BTU/h}$$

Calor Total

$$Q_{T(\text{personas})} = Q_s + Q_L$$

$$Q_{T(\text{personas})} = 510 \text{ BTU/h} + 510 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{T(\text{personas})} = 1020 \text{ BTU/h}$$

5.3.6. Ganancia de calor por Equipos

Los equipos transfieren calor al ambiente al usarse, debemos tomar en cuenta esta transferencia para la carga de enfriamiento.

Entre los equipos que se usan en el local tenemos:



| Equipos | Cantidad | Potencia (watts) |
|---------------------------|----------|------------------|
| Computadora de escritorio | 1 | 130 |
| Impresoras pequeñas HP | 1 | 700 |
| Σ Potencias | | 830 |

El cálculo de la ganancia de calor por equipos se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{equipos} = 3.412 \frac{BTU}{h.W} * W_{Potencia\ total(watts)}$$

$$Q_{equipos} = 3.412 \frac{BTU}{h.W} * (830)W$$

$$Q_{equipos} = 2831.9600 BTU/h$$

5.3.7. Transferencia de calor a los alrededores

Se debe calcular **Fc** para corregir las ganancias de calor del recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipo. La ecuación 11 se emplea para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

$$Fc = 1 - 0.02 K$$

$$K = \frac{(Uw * Aw + Ug * Ag)}{L}$$

Al realizar este cálculo se toma un coeficiente promedio de transferencia de calor tanto en la pared como para los vidrios siendo estos:

Ug = 0.348 Btu/h ft²°F Para el concreto, tomado de la **Tabla 3 (ver anexos)**

Uw = 0 Btu/h ft²°F Para el vidrio, ya que no hay infiltraciones por puertas y ventanas.

Seleccionamos la pared que nos proporciona la máxima ganancia por conducción en paredes, por lo tanto es la pared Sur.



Realizando la operación da un valor de:

$$K = \frac{\left(0.348 \frac{Btu}{hr - ft^2 - ^\circ F} * 81.7008 ft^2\right)}{8.301 ft}$$

$$K = 3,4251$$

Determinando el factor para corregir las ganancias de calor sensible al local:

$$Fc = 1 - 0.02(3.4251)$$

$$Fc = 0.9315$$

Las ganancias de calor de calor sensible debidas a la conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipos se deben de multiplicar por 0.9315, cada una de ellas. Obteniendo una reducción en las cargas del 6.85%.

5.3.8. Ganancia de calor por Infiltración

Para el cálculo de la ganancia de calor por infiltración, existen dos métodos: el método de las fisuras y el método del cambio de aire. Para la empresa IMPRESOS DIGITALES vamos a elegir el método del cambio de aire. Ya que es mejor porque se está abriendo constantemente las puertas, se elige el número de renovaciones de aire $C.A = 0.5$, **Tabla 11 (ver anexos)**.

$$V = 1072.153 ft^3$$

$$CFM = C.A * \frac{V}{60}$$

CFM: Velocidad de Infiltración

C.A: Numero de cambios por hora para el local

V: Volumen del local

$$CFM = 0.5 * \frac{1072.153}{60}$$

$$CFM = 8.9346 \frac{ft^3}{min}$$



Ahora se procederá al cálculo de las cargas de calor sensible y latente:

Ganancia de calor sensible

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times DT$$

Donde:

Q_s : Calor sensible por infiltración

DT : Diferencia entre temperatura exterior e interior.

$$DT = T_0 - T_r$$

$$T_r = 75 \text{ } ^\circ F$$

$$T_0 = 96.8 \text{ } ^\circ F$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$Q_s = 1.1 \times 8.9346 \text{ CFM} \times (96.8 - 75) \text{ } ^\circ F$$

$$Q_s = 214.2517 \text{ BTU/h}$$

Ganancia de calor latente

$$Q_L = 0.68 \times CFM \times (w_i - w_e)$$

Donde:

Q_L : Ganancia de calor latente

w_i, w_e : Relaciones de humedad mayor (interior) y menor (exterior) expresada en $g_{H2O}/lb_{\text{aire seco}}$

Los valores de las relaciones de humedad se toman de la tabla psicométrica, proyectando las temperaturas de diseño interior y exterior de esta área hacia arriba hasta coincidir con la línea de humedad relativa que en nuestro caso es 50 %. Luego se proyecta una línea perpendicular hacia la derecha encontrando los siguientes valores.

$$w_i = 130 \text{ } g_{H2O}/lb_{\text{aire seco}}$$



$$w_e = 65 \text{ g}_{H2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

Entonces:

$$Q_L = 0.68 \times 8.9346 \text{ CFM} \times (130 - 65) \text{ lb}_{H2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

$$Q_L = 394.9093 \text{ BTU/h}$$

5.3.9. Carga de enfriamiento del local

Las cargas de enfriamiento se dividen en cargas por calor sensible y cargas por calor latente de:

$$Q_s = 6155.0158 \text{ BTU/h}$$

$$Q_L = 904.9093 \text{ BTU/h}$$

Pero el calor sensible es necesario corregirlo con el valor F_c , entonces:

$$Q_s = 0.9315 * 6155.0158 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_s = 5733.3972 \text{ BTU/h}$$

$$RLHG = 904.9093 \text{ BTU/h}$$

$$RSHG = 5733.3972 \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (RSHG + RLHG) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (5733.3972 + 904.9093) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = 6638.3065 \text{ BTU/h}$$



| GANANCIA DE CALOR EN EL AREA GERENCIA | | | | |
|---------------------------------------|-------------|-----------------|------------------|------------------|
| TIPO DE GANACIAS | LATITUD | $Q_L = BTU/h$ | $Q_S = BTU/h$ | $Q_T = BTU/h$ |
| PAREDES | NORTE | - | 698.0026 | 698.0026 |
| | SUR | - | 734.9641 | 734.9641 |
| TECHO | - | - | 910.8374 | 910.8374 |
| ALUMBRADO | - | - | 255 | 255 |
| PERSONAS | - | 510 | 510 | 1020 |
| EQUIPOS | - | - | 2831.96 | 2831.96 |
| INFILTRACIONES | - | 394.9093 | 214.2517 | 609.161 |
| SUBTOTAL | - | 904.9093 | 6155.0158 | 7059.9251 |
| FC SENSIBLE (0.9315) | | | 5733.3972 | |
| LINEAS DE PROCESO | | | | |
| | RSHG | | | 5733.3972 |
| | RLHG | | | 904.9093 |
| | RTHG | | | 6638.3065 |

5.3.10. Selección del serpentín haciendo uso de la carta psicométrica

Para poder seleccionar el serpentín necesitamos la relación de calor sensible lo cual lo calculamos con la ecuación 12:

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

$$RSHR = \frac{5733.3972 \text{ BTU/h}}{6638.3065 \text{ BTU/h}}$$

$$RSHR = 0.8637$$

Este valor se encuentra en la carta psicométrica en la parte derecha y se debe de lanzar una recta que coincida con el punto centro de la carta psicométrica, luego lanzar una paralela a que conecte con una temperatura de entre 15 a 30 °F grados menores de bulbo seco, la cual es el diferencial de temperatura del aire de suministro exterior y el aire de diseño interior.

Pero como nuestros parámetros de diseño son exactamente iguales a la zona de confort (punto centro) que especifica la carta psicrométrica, entonces la línea



proyectada pasara directamente del factor de calor sensible hasta la temperatura 3 que se seleccionara.

Entonces dado nuestras condiciones de diseño se seleccionara un diferencial de temperatura de 20°F, porque es aproximadamente la diferencia entre la temperatura exterior y la temperatura interior, lo cual cumple con lo que se estipula en el (Pita, 1994, pág. 204) que tiene que estar entre el rango de (15 a 30) °F, por lo tanto para encontrar la temperatura 3 se hará lo siguiente.

$$t_3 = (t_4 - \Delta t)^{\circ F}$$

$$t_3 = (75 - 20)^{\circ F}$$

$$t_3 = 55^{\circ F}$$

Entonces calculamos:

$$CFM_3 = \frac{Q_s}{1.1 * (t_4 - t_3)} = \frac{5706.2035 \text{ BTU/h}}{1.1 * (75 - 55)^{\circ F}} = 259.3729 \text{ CFM}$$

La reposición de aire será el aire de infiltración que hay en el local, ósea $CFM_1 = 8.9346 \text{ CFM}$, entonces:

$$CFM_7 = CFM_3 - CFM_1 = (259.3729 - 8.9346) \text{ CFM}$$

$$CFM_7 = 250.4388 \text{ CFM}$$

La temperatura de la mezcla de aire de reposición con el de recirculación será:

$$BS_2 = \frac{BS_1 CFM_1 + BS_7 CFM_7}{CFM_2} = \frac{(96.8^{\circ F} * 8.9346 \text{ CFM}) + (75^{\circ F} * 250.4388 \text{ CFM})}{259.3729 \text{ CFM}}$$

$$BS_2 = 76^{\circ F}$$

Se traza la línea de mezcla en la carta psicométrica, del punto 1 (95°F) y el punto 7 (75°F), luego se traza la línea de la temperatura 2 (76°F) hacia arriba hasta intercepten ambas. Lo que conlleva a encontrar el punto 2, procedemos a tomar los valores de humedad absoluta y los valores de entalpía de los puntos 2 y 3 que son los valores que nos dan las líneas de proceso del serpentín. (Ver anexo 13)

Los valores que se leyeron fueron:



$$w_2 = 70 \text{ g}_{H2O}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$w_3 = 56 \text{ g}_{H2O}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_2 = 29.2 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_3 = 21.8 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

Entonces el calor sensible total que debe retirar el serpentín es:

$$Q_s = 1.1 \text{ CFM}_2 (BS_2 - BS_3)$$

$$Q_s = 1.1 * 259.3729 \text{ CFM} (76 - 55)^\circ F = 5991.5140 \text{ BTU}/h$$

El calor latente que debe sustraer el serpentín será:

$$Q_L = 0.68 \text{ CFM}_2 (w_2 - w_3)$$

$$Q_L = 0.68 * 259.3729 \frac{\text{CFM}(70 - 56)g_h}{\text{lb}_s}$$

$$Q_L = 2469.2300 \text{ BTU}/h$$

Entonces el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

$$Q_T = 5991.5140 \frac{\text{BTU}}{h} + 2469.2300 \frac{\text{BTU}}{h}$$

$$Q_T = 8460.7440 \frac{\text{BTU}}{h}$$

Se puede calcular el calor total con las entalpías para comprobar los valores calculados.

$$Q_T = 4.5 \text{ CFM}_2 (h_2 - h_3)$$

$$Q_T = 4.5 * 259.3729 \text{ CFM} * (29.2 - 21.8) \text{ BTU}/\text{lb}$$

$$Q_T = 8637.1176 \text{ BTU}/h$$



Los valores calculados son similares a los anteriores así que podemos confirmar que son correctos, se tomaran el valor más alto, el cual es el calor que necesitara retirar el serpentín teóricamente **8637.1176 BTU/h**

Se deberá multiplicar el valor antes mencionado por un factor de seguridad, este factor se toma a criterio del diseñador, se tomará un 5% para satisfacer condiciones que pueden variar durante el tiempo.

Entonces la carga térmica total es:

$$Q_T = 1.05 * 8637.1176 \text{ BTU/h}$$

$$Q_T = \mathbf{9068.9735 \text{ BTU/h}}$$



5.4. CALCULO EN EL AREA DE IMPRESIÓN A GRAN FORMATO

El área de GERENCIA está situada al lado oeste del área de IMPRESIÓN A GRAN FORMATO, esta consta de **15.8364 m²** y una elevación de

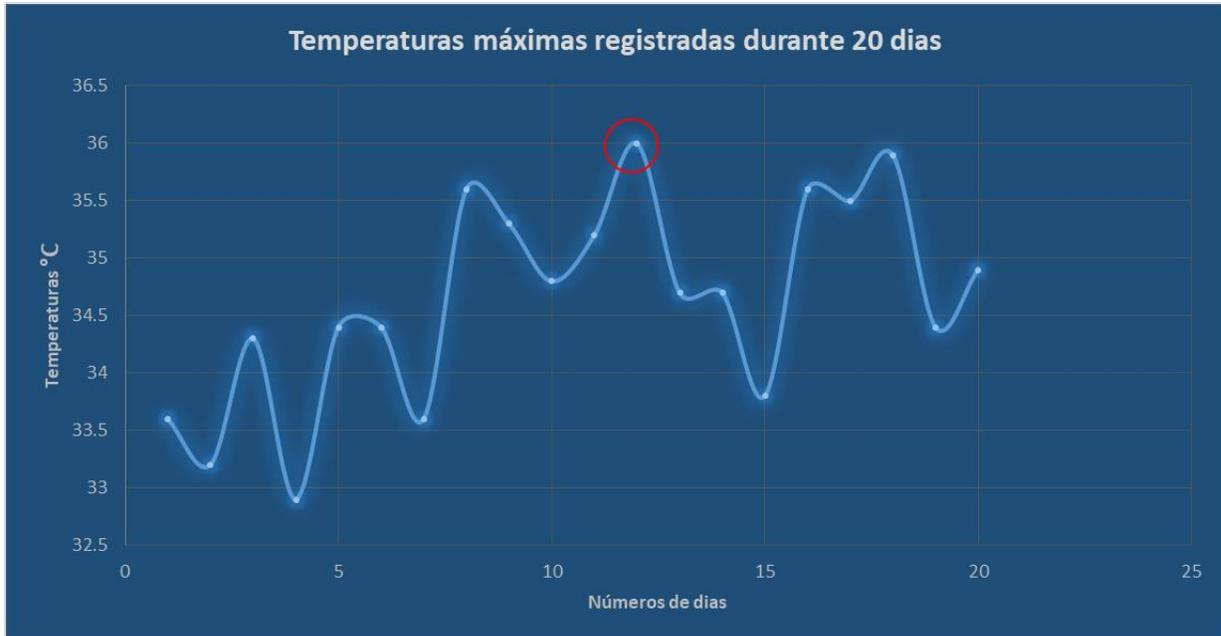
A continuación se detallan las medidas de paredes ventanas y puertas:

| IMPRESIÓN A GRAN FORMATO | | | |
|---------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------|
| PAREDES | | | |
| Latitudes | Pared (m²) | Pared (ft²) | Material |
| Norte | 14.94 | 160.8181 | Concreto |
| Sur | 11.7539 | 126.5221 | Concreto |
| Este | 8.35 | 89.8816 | Concreto |
| Oeste | 9.54 | 99.4618 | Concreto |
| VENTANAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | - | - | - |
| Este | 1.19 | 12.8095 | Vidrio |
| Oeste | - | - | - |
| PUERTAS | | | |
| Norte | - | - | - |
| Sur | 3,1861 | 34.2960 | Vidrio |
| Este | - | - | - |
| Oeste | - | - | - |

Las paredes Norte, Sur, son particiones internas, por ende esta pared no está expuesta al sol por lo tanto se hacen las respectivas mediciones sucesivas con el termo higrómetro (EXTECH) en diferentes puntos del lado exterior arrojando los siguientes



resultados mostrados en el siguiente grafico seleccionando como temperatura ambiental exterior el máximo valor.



$$T_0 = 36.0 \text{ } ^\circ\text{C} = 96.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con estos datos descritos procedemos al cálculo de la ganancia neta del recinto a través de conducción.

5.4.1. Ganancia neta del local a través de la conducción de las paredes

Pared Norte

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

La estructura de las paredes que forman el área de gerencia es de bloque de 6 pulgadas más acabado. Estas características coinciden en el **grupo E de Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)** Bloque de 8 pulgadas, (ver anexos, tabla 3), por lo tanto el valor del coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.



Pared Norte

❖ Área.

| Latitud | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|---------|-----------------|------------------|----------|
| Norte | 14.94 | 160.8181 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78^\circ F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75^\circ F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 96.8^\circ F$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Norte.

| Paredes grupo E | Hora solar | Norte |
|-----------------|------------|-------|
| | 14 | |
| Valor DTCE | | 13 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Norte.



| Valor LM | | |
|----------|-------|-------|
| Latitud | Mes | Norte |
| 8 | Abril | 2 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(13 + (2)) \times 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 24.5500 \text{ } ^\circ F$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Norte es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \times 160.8181 ft^2 \times 24.55 \text{ } ^\circ F$$

$$Q = 1373.9334 BTU/h$$

Pared Sur

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

❖ Área.

| Latitud | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|---------|-----------------|------------------|----------|
| Sur | 11.7539 | 126.5221 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:



$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78\text{ }^\circ\text{F} - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75\text{ }^\circ\text{F}$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 36.0\text{ }^\circ\text{C} = 96.8\text{ }^\circ\text{F}$$

DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Sur.

| Paredes grupo E | Hora solar | Sur |
|-----------------|------------|-----|
| | 14 | |
| Valor DTCE | | 24 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Sur.

| Valor LM | | |
|----------|-------|-----|
| Latitud | Mes | Sur |
| 8 | Abril | -7 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(24 + (-7))x 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] x 1$$

$$DTCE_c = 25.85\text{ }^\circ\text{F}$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Sur es:

$$Q = U x A x DTCE_c$$



$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^{\circ}F.h.ft^2} \times 126.5221 ft^2 \times 25.85 ^{\circ}F$$

$$Q = 1138.1675 BTU/h$$

Pared Este

La pared Este no es considerado por que la temperatura de diseño del área de gerencia es de 77 °F y la temperatura de diseño del área de impresiones a gran formato será la misma, y esta pared divide a las dos áreas por lo cual a la hora hacer cálculo por igualdad de temperatura se hará cero.

Pared Oeste

El cálculo de la ganancia neta a través de la conducción de paredes se realiza mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El coeficiente de transferencia de calor de paredes $U = 0.348 \frac{BTU}{^{\circ}F.h.ft^2}$ el cual se tomó de la media del máximo y mínimo correspondiente al material de las paredes del local.

❖ Área.

| Latitudes | Pared (m^2) | Pared (ft^2) | Material |
|-----------|-----------------|------------------|----------|
| Oeste | 9.54 | 99.4618 | Concreto |

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de paredes de enfriamiento se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 ^{\circ}F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local

$$T_r = 75 ^{\circ}F$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 96.8 ^{\circ}F$$



DTCE, bloque de concreto ligero y pesado + acabado. Paredes Grupo E, fue encontrado en la **tabla 5 (ver anexos)** tomaremos las 14 horas solar, grupo E, en dirección Este.

| Paredes grupo E | Hora solar 14 | Oeste |
|-----------------|---------------|-------|
| Valor DTCE | | 37 |

El coeficiente de corrección debido al color de la superficie para pared de color clara es: $K = 0.65$ (Pita, 1994, pág. 137)

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene en la **tabla 4 (ver anexo)**, utilizaremos el campo de latitud 8, mes de abril ya que la temperatura máxima exterior se registró en ese mes, y está en orientación Este.

| Valor LM | | |
|----------|-------|-------|
| Latitud | Mes | Oeste |
| 8 | Abril | -1 |

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(37 + (-1)) \times 0.65 + (78 - 75) + (96.8 - 85)] \times 1$$

$$DTCE_c = 38.200 \text{ } ^\circ F$$

Nos queda que la transferencia de calor en la pared Este es:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

$$Q = 0.348 \frac{BTU}{^\circ F \cdot h \cdot ft^2} \times 99.4618 ft^2 \times 38.2 \text{ } ^\circ F$$

$$Q = 1322.2054 BTU/h$$

5.4.2. Ganancia neta de calor por conducción en techos

El cálculo de ganancia neta de calor por conducción por techos se realiza de igual forma como la ganancia de conducción en paredes, utilizando la misma ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$



El coeficiente de transferencia de calor y las diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) se encuentran en la **tabla 6 (ver anexos)** se selecciona en función de la descripción de la construcción del techo, en cual el material de construcción del techo es de lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 pulgadas, teniendo como coeficiente global de transferencia de calor por techos de $U = 0.134 \frac{BTU}{°F.h.ft^2}$ para la selección de DTCE tomamos el referencial de las 14 horas solar, el cual es

$$DTCE = 77 °F$$

❖ **Área**, esta sección ocupa **170.462 ft²** (ver anexos, plano arquitectónico)

El valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE + LM) * K + (78 °F - T_r) + (T_0 - 85)] * f$$

La corrección para diferencias de temperatura para carga de enfriamiento tiene un valor de $LM = -1$ encontrado en la **tabla 4 (ver anexos)**

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(77 + (-1)) * 0.65 + (78 - 75) + (95 - 85)] * 1$$

$$DTCE_c = 62.4 °F$$

Entonces la carga de calor por el techo:

$$Q = 0.134 \frac{BTU}{h.°F.ft} * 170.462 ft^2 * 62.4 °F$$

$$Q = 1425.3351 BTU/h$$

5.4.3. Ganancia de calor por Radiación y Conducción solar a través de vidrios

Para el área total del vidrio se hace una sumatoria de las áreas de puerta y ventanas que contienen vidrio para cada pared.



| Latitudes (Pared) | Ventanas (m^2) | Ventanas (ft^2) | Puertas (m^2) | Puertas (ft^2) | Área Total (ft^2) |
|-------------------|--------------------|---------------------|-------------------|--------------------|-----------------------|
| Norte | - | - | - | - | - |
| Sur | - | - | 3,1861 | 34.2960 | 34.2960 |
| Este | 1.19 | 12.8095 | - | - | 12.8095 |
| Oeste | - | - | - | - | - |

Se omite el cálculo de ganancia de calor por radiación y conducción por la pared sur; ya que esta es la que divide el área de gerencia que se va a climatizar y área de impresión a gran formato por ende no va haber transferencia de calor por que las temperaturas internas y externas son iguales, así mismo se omite el cálculo ganancia de calor por radiación al lado sur ya que esta pared está dentro de una partición interna por ende no está expuesta al sol.

Ganancia por conducción Para el lado Sur:

La ganancia por conducción de vidrios para el lado sur, se calcula mediante la ecuación 4:

$$Q = U \times A \times DTCE_c$$

El valor de coeficiente global de transferencia de calor para el vidrio (U) se obtiene de la **tabla 7 (ver anexos)** las puertas y ventanas es tipo vidrio sencillo, sección paneles verticales, se selecciona en exterior verano con valor de:

$$U = 1.04 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ F \cdot ft}$$

El valor del $DTCE$ se selecciona de la tabla 5 (ver anexos). Obteniendo para el lado Sur un valor de $DTCE = 24$

No obstante el valor de $DTCE_c$ o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se calcula por medio de la ecuación 5:

$$DTCE_c = [(DTCE) + (78^\circ F - T_r) + (T_0 - 85)]$$

Donde:

T_r , Temperatura de diseño del local



$$T_r = 75 \text{ }^\circ\text{F}$$

T_0 , Temperatura ambiental exterior

$$T_0 = 96.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

Establecidos todas las variables con sus respectivos valores se determinará el $DTCE_c$

$$DTCE_c = [(24) + (78 - 75) + (96.8 - 85)]$$

$$DTCE_c = 38.80 \text{ }^\circ\text{F}$$

Entonces la ganancia de calor por conducción es:

$$Q = 1.04 \frac{BTU}{h \cdot ^\circ\text{F} \cdot ft} * 34.2960 ft^2 * 38.8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q = 1383.9122 \text{ BTU/h}$$

5.4.4. Ganancia de calor por Alumbrado

La carga térmica por alumbrado se calcula con la ecuación 8:

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

Para esto necesitamos el factor de balastro, en el caso del presente proyecto, el área esta iluminada por **3 lámparas 30 Watts/tubo**.

Ya que estas lámparas son fluorescentes el factor de balastro tendrá un valor de **1.25**.

En tanto al factor por carga de enfriamiento se tomará el valor de **1** ya que el sistema de enfriamiento solo se utiliza en horas de ocupación.

Entonces la carga térmica por alumbrado es:

$$Q_{\text{alumbrado}} = Q_{\text{lámparas fluorescentes}}$$

$$Q_{\text{alumbrado}} = 3.4 * 3 * 30 * 1.25 * 1$$

$$Q_{\text{alumbrado}} = 382.5 \text{ BTU/h}$$



5.4.5. Ganancia de calor por Personas

El cálculo de las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas se encuentra utilizando las ecuaciones 9 y 10:

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

$$Q_l = q_l * n * FCE$$

La capacidad del número de personas máximas que ocupa el área de gerencia de la empresa es de **3 personas**.

El *FCE* según pita, si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche es igual a **1**.

El calor sensible *qs* y latente *ql* se encuentra en la **tabla 10 (ver anexos)**, para personas sentadas, mecanografía, los valores respectivos son:

$$q_s = 315 \text{ BTU/h}$$

$$q_l = 325 \text{ BTU/h}$$

Sustituyendo:

Calor Sensible

$$Q_s = 325 \text{ BTU/h} * 3 * 1$$

$$Q_s = 975 \text{ BTU/h}$$

Calor Latente

$$Q_L = 315 \text{ BTU/h} * 3 * 1$$

$$Q_L = 945 \text{ BTU/h}$$

Calor Total

$$Q_{T(\text{personas})} = Q_s + Q_L$$

$$Q_{T(\text{personas})} = 975 \text{ BTU/h} + 945 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{T(\text{personas})} = 1920 \text{ BTU/h}$$



5.4.6. Ganancia de calor por Equipos

Los equipos transfieren calor al ambiente al usarse, debemos tomar en cuenta esta transferencia para la carga de enfriamiento.

Entre los equipos que se usan en el local tenemos:

| Equipos | Cantidad | Potencia (watts) |
|-----------------------------|----------|------------------|
| Impresora grande sure color | 1 | 1500 |
| Computadoras de escritorio | 2 | 130 |
| Impresoras pequeñas HP | 2 | 700 |
| Σ Potencias | | 2330 |

$$Q_{equipos} = 3.412 \frac{BTU}{h.W} * W_{Potencia\ total(watts)}$$

$$Q_{equipos} = 3.412 \frac{BTU}{h.W} * (2330)W$$

$$Q_{equipos} = 7949.96 BTU/h$$

5.4.7. Transferencia de calor a los alrededores

Se debe calcular **Fc** para corregir las ganancias de calor del recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipo. La ecuación 11 se emplea para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

$$F_c = 1 - 0.02 K$$

$$K = \frac{(U_w * A_w + U_g * A_g)}{L}$$

Al realizar este cálculo se toma un coeficiente promedio de transferencia de calor tanto en la pared como para los vidrios siendo estos:

$U_g = 0.348 \text{ Btu/h ft}^2\text{°F}$ Para el concreto, tomado de la **Tabla 3 (ver anexos)**



$U_w = 1.04 \text{ Btu/h ft}^2\text{°F}$ Para el vidrio, Tomado de la **Tabla 7 (ver anexos)**

Seleccionamos la pared que nos proporciona la máxima ganancia por conducción en paredes, por lo tanto es la pared Este.

Realizando la operación da un valor de:

$$K = \frac{\left(1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2 - \text{°F}} * 34.2960 \text{ ft}^2 + 0.348 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} - \text{ft}^2 - \text{°F}} * 126.5221 \text{ ft}^2\right)}{16.339 \text{ ft}}$$

$$K = 4,87$$

Determinando el factor para corregir las ganancias de calor sensible al local:

$$F_c = 1 - 0.02(4.87)$$

$$F_c = 9026$$

Las ganancias de calor de calor sensible debidas a la conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipos se deben de multiplicar por 0.9026, cada una de ellas. Obteniendo una reducción en las cargas del 9.74 %.

5.4.8. Ganancia de calor por Infiltración

Para el cálculo de la ganancia de calor por infiltración, existen dos métodos: el método de las fisuras y el método del cambio de aire. Para la empresa IMPRESOS DIGITALES vamos a elegir el método del cambio de aire. Ya que es mejor porque se está abriendo constantemente las puertas, se elige el número de renovaciones de aire $C.A = 2$, **Tabla 11 (ver anexos)**.

$$V = 1677.772 \text{ ft}^3$$

$$CFM = C.A * \frac{V}{60}$$

CFM: Velocidad de Infiltración

C.A: Numero de cambios por hora para el local

V: Volumen del local



$$CFM = 2 * \frac{1677.772}{60}$$

$$CFM = 55.9257 \frac{ft^3}{min}$$

Ahora se procederá al cálculo de las cargas de calor sensible y latente:

Ganancia de calor sensible

$$Q_s = 1.1 x CFM x DT$$

Donde:

Q_s : Calor sensible por infiltración

DT : Diferencia entre temperatura exterior e interior.

$$DT = T_0 - T_r$$

$$T_r = 75 \text{ } ^\circ F$$

$$T_0 = 96.8 \text{ } ^\circ F$$

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$Q_s = 1.1 x 55.9257 \text{ CFM } x (96.8 - 75) \text{ } ^\circ F$$

$$Q_s = 1341.0983 \text{ BTU/h}$$

Ganancia de calor latente

$$Q_L = 0.68 x CFM x (w_i - w_e)$$

Donde:

Q_L : Ganancia de calor latente

w_i, w_e : Relaciones de humedad mayor (interior) y menor (exterior) expresada en $g_{H2O}/lb_{aire\ seco}$



Los valores de las relaciones de humedad se toman de la tabla psicométrica, proyectando las temperaturas de diseño interior y exterior de esta área hacia arriba hasta coincidir con la línea de humedad relativa que en nuestro caso es 50 %. Luego se proyecta una línea perpendicular hacia la derecha encontrando los siguientes valores.

$$w_i = 130 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

$$w_e = 65 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

Entonces:

$$Q_L = 0.68 \times 55.9257 \text{ CFM} \times (130 - 65) \text{ lb}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$$

$$Q_L = 2471.9159 \text{ BTU/h}$$

5.4.9. Carga de enfriamiento de recinto

Las cargas de enfriamiento se dividen en cargas por calor sensible y cargas por calor latente de:

$$Q_s = 17292.1159 \text{ BTU/h}$$

$$Q_L = 3416.9159 \text{ BTU/h}$$

Pero el calor sensible es necesario corregirlo con el valor F_c , entonces:

$$Q_s = 0.9026 * \left(17292.1159 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right)$$

$$Q_s = 15607.8638 \text{ BTU/h}$$

$$RSHG = 15607.8638 \text{ BTU/h}$$

$$RLHG = 3416.9159 \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (RSHG + RLHG) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = (15607.8638 + 3416.9159) \text{ BTU/h}$$

$$RTHG = 19024.7797 \text{ BTU/h}$$



| GANANCIA DE CALOR EN EL AREA DE IMPRESIÓN A GRAN FORMATO | | | | |
|----------------------------------------------------------|---------|------------------|-------------------|-------------------|
| TIPO DE GANACIAS | LATITUD | $Q_L = BTU/h$ | $Q_S = BTU/h$ | $Q_T = BTU/h$ |
| PAREDES | NORTE | - | 1373.9374 | 1373.9374 |
| | SUR | - | 1138.1675 | 1138.1675 |
| | ESTE | - | 1322.2054 | 1322.2054 |
| TECHO | - | - | 1425.3351 | 1425.3351 |
| PUESTAS Y VENTANAS | SUR | - | 1383.9122 | 1383.9122 |
| ALUMBRADO | - | - | 382.5 | 382.5 |
| PERSONAS | - | 945 | 975 | 1920 |
| EQUIPOS | - | - | 7949.96 | 2831.96 |
| INFILTRACIONES | - | 2471.9159 | 1341.0983 | 3813.0142 |
| SUBTOTAL | - | 3416.9159 | 17292.1159 | 15591.0318 |
| FC SENSIBLE (0.9026) | | | 15607.8638 | |
| LINEAS DE PROCESO | | | | |
| RSHG | | | | 15607.8638 |
| RLHG | | | | 3416.9159 |
| RTHG | | | | 19024.7797 |

5.4.10. Selección del serpentín haciendo uso de la carta psicométrica

Para poder seleccionar el serpentín necesitamos la relación de calor sensible lo cual calculamos con la ecuación 12:

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

$$RSHR = \frac{15607.8638 \text{ BTU/h}}{19024.7797 \text{ BTU/h}}$$

$$RSHR = 0.8204$$

Este valor se encuentra en la carta psicométrica en la parte derecha y se debe de lanzar una recta que coincida con el punto centro de la carta psicométrica, luego lanzar una paralela que conecte con una temperatura de entre 15 a 30 °F grados menores de bulbo seco, la cual es el diferencial de temperatura del aire de suministro exterior y el aire de diseño interior.

Pero como nuestros parámetros de diseño son exactamente iguales a la zona de confort (punto centro) que especifica la carta psicométrica, entonces la línea



proyectada pasara directamente del factor de calor sensible hasta la temperatura 3 que se seleccionara.

Entonces dado nuestras condiciones de diseño se seleccionara un diferencial de temperatura de 20°F, porque es aproximadamente la diferencia entre la temperatura exterior y temperatura interior, lo cual cumple con lo que se estipula en el (Pita, 1994, pág. 204) que tiene que estar entre el rango de (15 a 30) °F, por lo tanto para encontrar la temperatura 3 se hará lo siguiente.

$$t_3 = (t_4 - \Delta t)^{\circ}F$$

$$t_3 = (75 - 20)^{\circ}F$$

$$t_3 = 55^{\circ}F$$

Entonces calculamos:

$$CFM_3 = \frac{Q_s}{1.1 * (t_4 - t_3)} = \frac{15580.7822 BTU/h}{1.1 * (75 - 55)^{\circ}F} = 708.2174 CFM$$

La reposición de aire será el aire de infiltración que hay en el local, ósea $CFM_1 = 55.9257 CFM$, entonces:

$$CFM_7 = CFM_3 - CFM_1 = (708.2174 - 55.9257)CFM$$

$$CFM_7 = 652.2917 CFM$$

La temperatura de la mezcla de aire de reposición con el de recirculación será:

$$BS_2 = \frac{BS_1 CFM_1 + BS_7 CFM_7}{CFM_2} = \frac{(96.8^{\circ}F * 55.9257 CFM) + (75^{\circ}F * 652.2917 CFM)}{708.2174 CFM}$$

$$BS_2 = 76.72^{\circ}F$$

Se traza la línea de mezcla en la carta psicométrica, del punto 1 (95°F) y el punto 7 (75°F), luego se traza la línea de la temperatura 2 (76.72°F) hacia arriba hasta que intercepten ambas. Lo que conlleva a encontrar el punto 2, procedemos a tomar los valores de humedad absoluta y los valores de entalpía de los puntos 2 y 3 que son los valores que nos dan las líneas de proceso del serpentín.(Ver anexo 14)

Los valores que se leyeron fueron:



$$w_2 = 70 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$w_3 = 54 \text{ g}_{H_2O}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_2 = 29.3 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

$$h_3 = 21.5 \text{ BTU}/\text{lb}_{\text{aire}_{seco}}$$

Entonces el calor sensible total que debe retirar el serpentín es:

$$Q_s = 1.1 \text{ CFM}_2 (BS_2 - BS_3)$$

$$Q_s = 1.1 * 708.2174 \text{ CFM} (76.72 - 55)^\circ F$$

$$Q_s = 16920.7301 \text{ BTU}/h$$

El calor latente que debe sustraer el serpentín será:

$$Q_L = 0.68 \text{ CFM}_2 (w_2 - w_3)$$

$$Q_L = 0.68 * 708.2174 \frac{\text{CFM}(70 - 54)g_h}{\text{lb}_s} = 7705.4053 \text{ BTU}/h$$

Entonces el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

$$Q_T = 16920.7301 \frac{\text{BTU}}{h} + 7705.4053 \frac{\text{BTU}}{h}$$

$$Q_T = 24626.1354 \frac{\text{BTU}}{h}$$

Se puede calcular el calor total con las entalpias para comprobar los valores calculados anteriormente.

$$Q_T = 4.5 \text{ CFM}_2 (h_2 - h_3)$$

$$Q_T = 4.5 * 708.2174 \text{ CFM} * (29.3 - 21.5) \text{ BTU}/\text{lb}$$

$$Q_T = 24858.4307 \text{ BTU}/h$$



Los valores calculados son similares a los anteriores así que podemos confirmar que son correctos, se tomaran el valor más alto, el cual es el calor que necesitara retirar el serpentín teóricamente **24858.4307 BTU/h**

Se deberá multiplicar el valor antes mencionado por un factor de seguridad, este factor se toma a criterio del diseñador, se tomará un 5% para satisfacer condiciones que pueden variar durante el tiempo.

Entonces la carga térmica total es:

$$Q_T = 1.05 * 24858.4307 \text{ BTU/h}$$

$$Q_T = \mathbf{26101,3523 \text{ BTU/h}}$$



VI. SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Los equipos de acondicionamiento de aire a instalar en cada área de empresa tienen que vencer cada una de las cargas térmicas presentes, en la siguiente tabla se muestran cada una de las cargas:

| Área | Carga <i>BTU/h</i> |
|----------------------------|---------------------|
| RECEPCIÓN | 117,690.4831 |
| GERENCIA | 9,068.9735 |
| IMPRESIONES A GRAN FORMATO | 26,101.3523 |
| Total | 152,860.8089 |

Para lograr vencer estas cargas y mantener dichas áreas en condiciones de confort, se requieren el menor número de equipos con capacidades próximas a las cargas a vencer, lo cual nos permitirá tener una mejor distribución de los mismos sin saturar el espacio.

Explorando el mercado Nacional, obtuvimos diferentes capacidades de equipos que pueden cumplir con los requerimientos. Una de las marcas donde sus equipos tienen mayor uso y están más accesibles al mercado es la **ComfortStar**, es por tal razón que en este proyecto todos los equipos a utilizar serán de esta marca de aires acondicionados.

Entre las diferentes capacidades tenemos: 9000, 12000, 24000, 36000 y 60000 *BTU/h* (**ver Anexos**) los cuales cuentan con tecnología Inverter aunque el costo es un poco mayor con respecto a la tecnología Estándar su consumo energético compensa el contraste.

La carga térmica total en la empresa es de **152,860.8089 *BTU/h***, la cual está distribuida en tres áreas:

Recepción: Siendo esta la que ocupa un mayor volumen, por ende un mayor número de personas y equipos. Generando una carga total máxima de **117,690.5 *BTU/h***



La capacidad de carga de enfriamiento del equipo próxima a la carga del local es de 60,000 *BTU/h* al hacer la división de cargas nos da el número de equipos a utilizar:

$$\text{Número de equipos} = \frac{\text{Carga total del local}}{\text{carga de enfriamiento del equipo}}$$

$$\text{Número de equipos} = \frac{117,690.5 \text{ BTU/h}}{60,000 \text{ BTU/h}} = 1.96 \approx 2$$

Por lo tanto, se necesitan **2 equipos de aires acondicionados de capacidad 60,000 *BTU/h***, las capacidades de estos equipos ya están normalizadas por los fabricantes, el cual estos equipos seleccionados nos podrán generar una carga de enfriamiento de **120,000 *BTU/h***, aunque esta capacidad es mayor a la carga generada en Recepción con una diferencia de **120000 – 117690.5 = 2309.5 *BTU/h*** a la cual nosotros como diseñadores ignoramos ya que en el mercado no hay equipos tales que cumplan con exactitud la carga calculada.

| Cantidad | Marca | Tecnología | Modelo | Capacidad | SEER |
|----------|-------------|------------|-----------|---------------------|------|
| 1 | ComfortStar | INVERTER | NEO60SC-S | 60,000 <i>BTU/h</i> | 18 |

Gerencia: Es la sección que ocupa el menor volumen, el menor número de personas y equipos. Generando una carga total máxima de **9,068.9 *BTU/h***

La capacidad de carga de enfriamiento del equipo próxima a la carga del local es de 9,000 *BTU/h* al hacer la división de cargas nos da el número de equipos a utilizar:

$$\text{Número de equipos} = \frac{9,068.9 \text{ BTU/h}}{9,000 \text{ BTU/h}} = 1.0076 \approx 1$$

Por lo tanto, se necesita **1 equipo de aire acondicionado de capacidad 9,000 *BTU/h***

| Cantidad | Marca | Tecnología | Modelo | Capacidad | SEER |
|----------|-------------|------------|------------|--------------------|------|
| 1 | ComfortStar | INVERTER | CIM09CD(I) | 9,000 <i>BTU/h</i> | 19 |



Impresiones a gran formato: Esta sección ocupa un volumen mayor al área de Gerencia pero menor al área de Recepción con poca. Generando una carga total máxima de **26,101.3 BTU/h**

La capacidad de carga de enfriamiento del equipo próxima a la carga del local es de 24,000 BTU/h al hacer la división de cargas nos da el número de equipos a utilizar:

$$\text{Número de equipos} = \frac{26,101.3 \text{ BTU/h}}{24,000 \text{ BTU/h}} = 1.087 \approx 1$$

Por lo tanto, se necesita **1 equipo de aire acondicionado de capacidad 9,000 BTU/h**

| Cantidad | Marca | Tecnología | Modelo | Capacidad | SEER |
|----------|-------------|------------|------------|--------------|------|
| 1 | ComfortStar | INVERTER | CPE24CD(I) | 24,000 BTU/h | 16 |

6.1. Costo del proyecto.

Para poder obtener estos datos económico se hicieron distintas cotizaciones a empresas distribuidoras de aires acondicionados a nivel nacional, dando como resultado que la empresa FRIOAIRE es la única que posee los equipos seleccionados, pero no cuenta con servicio de instalación, por lo cual se contactó a otra empresa que prestara este servicio y se eligió a ALSKACOOOL para poder obtener todo el servicio completo a la hora de realizar el proyecto. Todos estos costos están en sus respectivas proformas (ver anexos).

| COSTOS TOTAL DEL PROYECTO | | | | |
|---------------------------|--------------|-----------------|---------------------|-------------|
| Cantidad | Capacidad | Costo de unidad | Costo de Insta unid | Total |
| 2 | 60,000 BTU/h | \$1739.13 | \$310 | \$4098.26 |
| 1 | 9,000 BTU/h | \$321.74 | \$160 | \$481.74 |
| 1 | 24,000 BTU/h | \$547.83 | \$310 | \$857.83 |
| SUB TOTAL | | | | \$5437.83 |
| IVA DEL 15% | | | | \$815.6745 |
| TOTAL | | | | \$6253.5045 |



Cabe mencionar que el costo de instalación tiene una restricción de 15 pies de distancia entre la unidad evaporadora y la unidad condensadora. Además este servicio incluye protector de voltaje digital para el debido resguardo del equipo a cualquier sobrecarga.

6.2. Eficiencia Energética de La Tecnología Inverter Vs Estándar

Para poder hacer esta comparación se calculara el costo de energía eléctrica que consumirán los equipos durante un mes, así podremos ver por qué es mejor usar la tecnología inverter aunque su costo de adquisición económico sea mayor.

Ya que este costo adicional será recompensado en la facturación eléctrica por que tendremos menor consumo de energía.

En la siguiente tabla se mostraran los equipos seleccionados con las distintas tecnologías. Estos datos fueron suministrados por las empresas a las que se les solicitaron las proformas (ver anexos).

| Unidades | Potencia de enfriamiento | SEER Inverter | SEER Estándar |
|----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 2 | 60,000 BTU/h | 18 | 13 |
| 1 | 9,000 BTU/h | 19 | 13 |
| 1 | 24,000 BTU/h | 16 | 13 |

$$SEER = \frac{\text{potencia de enfriamiento BTU/h}}{\text{potencia electrica Watt}} = \frac{Q}{Pe}$$

Para poder calcular el consumo de energía, lo que necesitamos es la potencia eléctrica la cual despejamos de la formula anterior dando como resultado:

$$Pe = \frac{Q}{SEER}$$



Ahora para encontrar el consumo solo basta la multiplicación de esta potencia eléctrica por las horas al día que son 8 horas y los días del mes que estén encendidos los aires que son 26 aproximadamente.

$$\text{Consumo} = P_e * (8 h) * (26) = KWh$$

Y para el costo al mes solo se multiplicará el consumo por el valor del **KWh** de energía normado por el INE. El cual es **8.3207 C\$** por KWh.

$$\text{Costo} = \text{consumo}(KWh) * \text{valor} \left(\frac{\$}{KWh} \right)$$

TECNOLOGÍA ESTÁNDAR:

Equipo de 60,000 BTU/h

$$P_e = \frac{60,000 \text{ BTU/h}}{13}$$

$$P_e = 4615.3846 \text{ W} = 4.6154 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 4.6154 \text{ KW} * (8 h) * (26) = 960.0032 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 960.0032 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$

$$\text{Costo} = 7987.8986 \text{ C\$/mes}$$

Equipo de 9,000 BTU/h

$$P_e = \frac{9,000 \text{ BTU/h}}{13}$$

$$P_e = 692.3077 \text{ W} = 0.6923 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 0.6923 \text{ KW} * (8 h) * (26) = 143.9984 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 143.9984 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$



$$\text{Costo} = 1198.1675 \text{ C\$/mes}$$

Equipo de 24,000 BTU/h

$$Pe = \frac{24,000 \text{ BTU/h}}{13}$$

$$Pe = 1846.1538 \text{ W} = 1.8462 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 1.8462 \text{ KW} * (8 \text{ h}) * (26) = 384.0096 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 384.0096 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$

$$\text{Costo} = 3195.2287 \text{ C\$/mes}$$

TECNOLOGÍA INVERTER:

Equipo de 60,000 BTU/h

$$Pe = \frac{60,000 \text{ BTU/h}}{18}$$

$$Pe = 3333.3333 \text{ W} = 3.3333 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 3.3333 \text{ KW} * (8 \text{ h}) * (26) = 693.3264 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 693.3264 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$

$$\text{Costo} = 5768.9610 \text{ C\$/mes}$$



Equipo de 9,000 BTU/h

$$Pe = \frac{9,000 \text{ BTU/h}}{19}$$

$$Pe = 473.6842 \text{ W} = 0.4736 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 0.4736 \text{ KW} * (8 \text{ h}) * (26) = 98.5888 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 98.5888 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$

$$\text{Costo} = 820.3278 \text{ C\$/mes}$$

Equipo de 24,000 BTU/h

$$Pe = \frac{24,000 \text{ BTU/h}}{16}$$

$$Pe = 1500 \text{ W} = 1.5 \text{ KW}$$

$$\text{Consumo} = 1.5 \text{ KW} * (8 \text{ h}) * (26) = 312 \text{ KWh}$$

$$\text{Costo} = 312 \text{ KWh} * 8.3207 \left(\frac{\text{C\$}}{\text{KWh}} \right)$$

$$\text{Costo} = 2596.0584 \text{ C\$/mes}$$

El costo de consumo de energía de los equipos es en **córdobas por mes** ya que como se mencionaba anteriormente son 26 días los que se trabajan en la empresa en un turno de 8 horas.

En la siguiente tabla se hará la comparación del costo del consumo energético de los equipos estándares vs inverter.



| TECNOLOGIA ESTANDAR | | | | |
|----------------------------------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|
| Unidades | Potencia | consumo | Costo C\$/mes | Total C\$/mes |
| 2 | 60,000 BTU/h | 960.0032 KWh | 7987.8986 | 15975.7972 |
| 1 | 9,000 BTU/h | 143.9984 KWh | 1198.1675 | 1,198.1675 |
| 1 | 24,000 BTU/h | 384.0096 KWh | 3195.2287 | 3,195.2287 |
| COSTO TOTAL DE CONSUMO DURANTE UN MES | | | | 20,369.1934 |
| TECNOLOGIA INVERTER | | | | |
| Unidades | Potencia | consumo | costo | Total |
| 2 | 60,000 BTU/h | 693.3264 KWh | 5768.9610 | 11,573.9220 |
| 1 | 9,000 BTU/h | 98.5888 KWh | 820.3278 | 820.3278 |
| 1 | 24,000 BTU/h | 312 KWh | 2596.0584 | 2,596.0584 |
| COSTO TOTAL DE CONSUMO DURANTE UN MES | | | | 14,990.3028 |

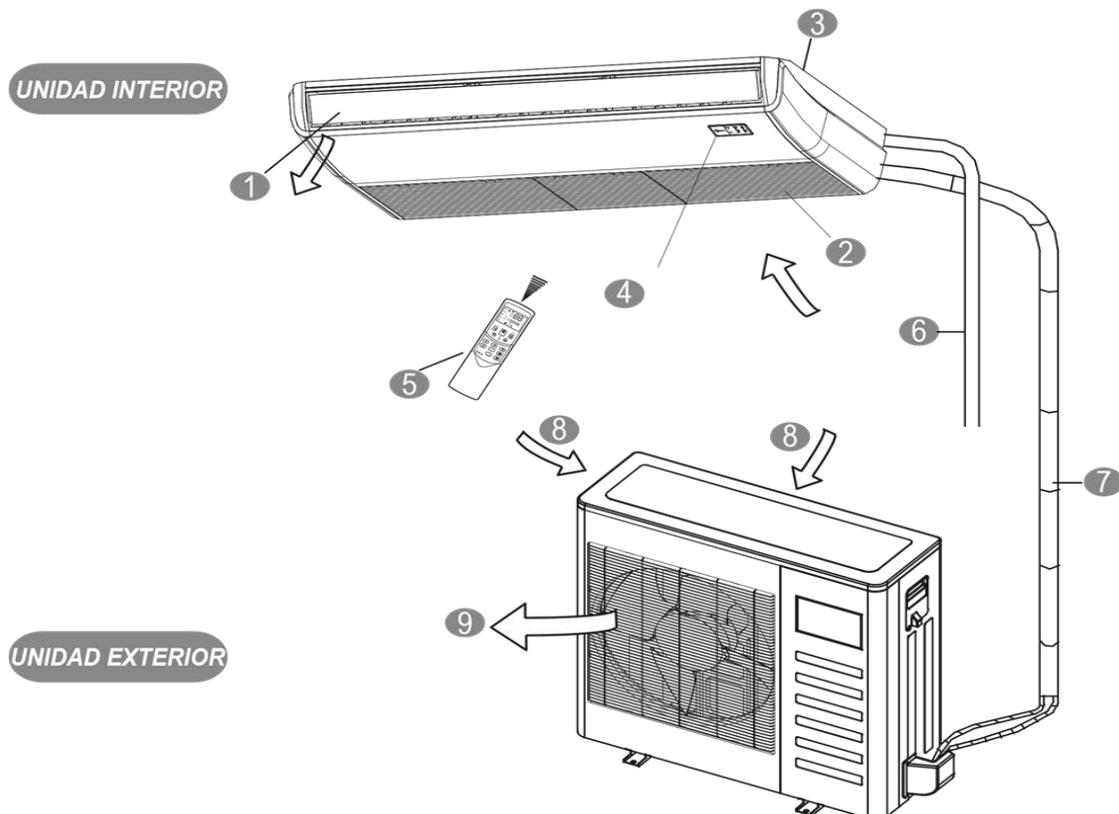
Como es de apreciar en la tabla anterior queda demostrado que la tecnología inverter tiene una mejor eficiencia energética, lo que conllevará a una reducción del costo en la facturación eléctrica.

Es por eso que nosotros en este proyecto hemos seleccionado los equipos de aires acondicionados con esta tecnología, los cuales tienen un ahorro de aproximadamente 5,000 C\$ al mes en comparación a los equipos estándares.

VII. PROPUESTA DE UN PLAN DE INSTALACIÓN

Para un buen funcionamiento de los equipos de aires acondicionados se debe realizar la respectiva instalación bajo criterios y procedimientos técnicos específicos, tomando en consideración algunos parámetros como la ubicación, acometida eléctrica.

Los equipos de aires acondicionados constan de los siguientes componentes con sus respectivas partes:





UNIDAD INTERIOR

1. Persiana de Flujo de Aire (en la salida de aire)
2. Entrada de Aire (con filtro de aire)
3. Parte para instalación
4. Display
5. Control remoto
6. Tubería de drenaje

UNIDAD EXTERIOR

7. Tubería de conexión
8. Entrada de aire
9. Salida de aire

INSTALACIÓN DE LA UNIDAD INTERIOR

La unidad interior o evaporadora es uno de los componentes principales en el sistema de aire acondicionado, esta se debe instalar bajo ciertos procedimientos a seguir permitiendo así que su funcionamiento sea el más eficiente posible.

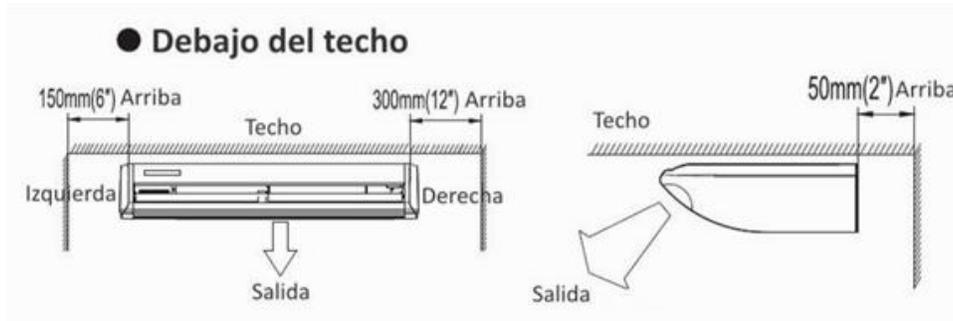
La unidad se debe instalar en:

1. Un lugar donde haya suficiente espacio para la reparación.
2. Un techo que soporte el peso del equipo.
3. Un lugar sin entrada y salida de aire, sin impedimentos y sin influencia del aire exterior.
4. Un lugar sin fuente de calor como el humo, fuego o contaminación tóxica.
5. Un lugar donde el flujo de aire se pueda transmitir a todos los lugares de la sala.
6. Un lugar conveniente para la instalación.



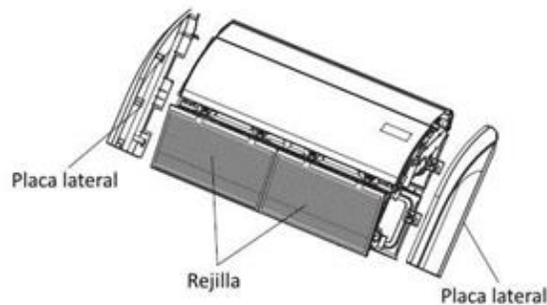
Espacio de instalación

Asegúrese de que exista suficiente espacio para la instalación y un buen mantenimiento, las unidades evaporadoras a instalar deben estar ubicadas según los siguientes parámetros de medida.



Procedimiento de instalación

1. El primer paso a seguir es quitar la rejilla y la placa lateral, permitiendo la instalación de los soportes que sostienen el equipo.

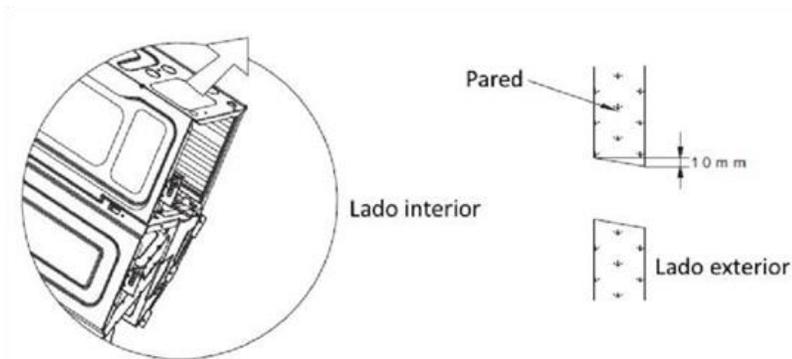


2. Seleccione las direcciones de la tubería y drenaje.

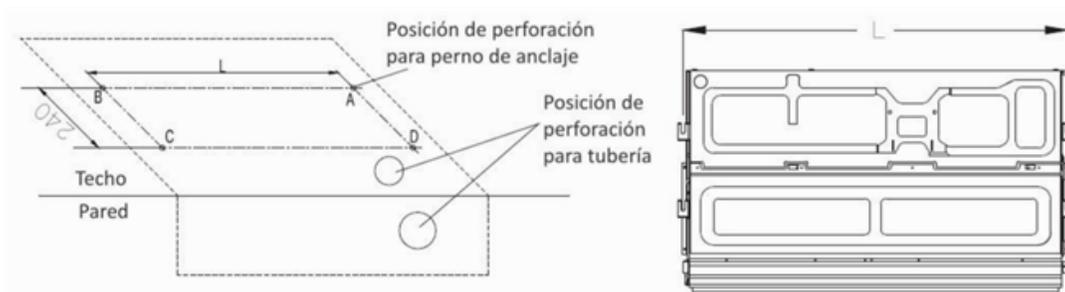
Instale la manguera de drenaje en la parte posterior, no debe instalarse arriba. Cuando se seleccionan las direcciones, hay que perforar 80 mm (3-1/8") y 50 mm (2") o 150 mm



(6") de diámetro en la pared para que el orificio esté inclinado hacia abajo hacia el exterior y el agua fluya con facilidad.



3. Perforación de orificios para pernos de anclaje e instalación de pernos de anclaje. Perfore 4 orificios para pernos de anclaje en las posiciones A, B, C y D.

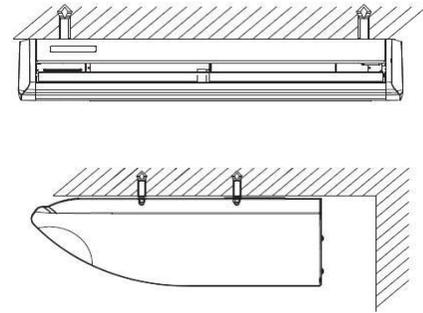
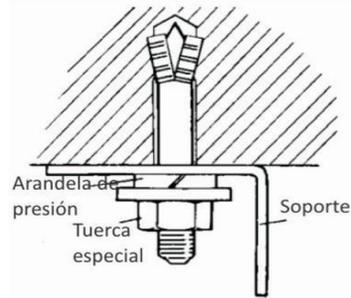


| Capacidad de frío | 9000 | 24000 | 60000 |
|-------------------|----------|----------|----------|
| Dimensión | Btu/hora | Btu/hora | Btu/hora |
| L | 980mm | 980mm | 1560mm |

4. Instalación de la unidad evaporadora

A continuación, ajuste bien las tuercas a cada perno con las arandelas y arandelas de presión. NOTA: El ángulo de instalación no debe exceder los 10 grados.

Monte la unidad en los pernos de anclaje.



CONEXIÓN DE TUBERÍA DE DRENAJE

1. Instalación de manguera de drenaje

Inserte la manguera de drenaje en el recipiente de drenaje, luego asegure la manguera de drenaje con un sujetador de nylon (la manguera de drenaje está conectada al recipiente de drenaje de fábrica, sólo necesita conectar la tubería de drenaje). Envuelva el aislamiento (manguera de drenaje) alrededor de la conexión de manguera de drenaje.

Asegúrese de colocar la manguera de drenaje para que esté nivelada por debajo del puerto de conexión de manguera de drenaje de la unidad interior.



2. Prueba de drenaje

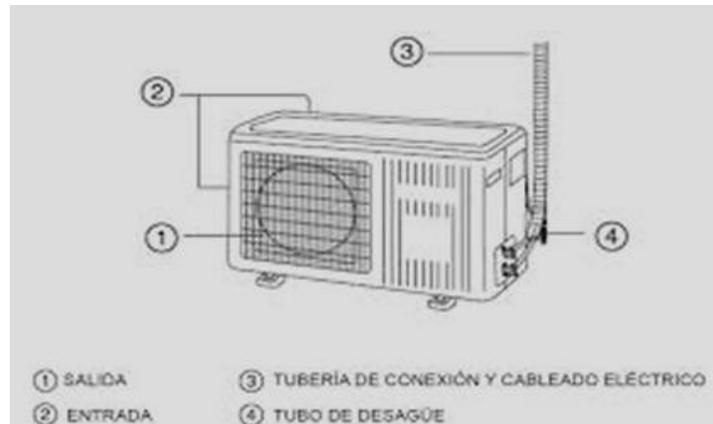
- Verifique si la tubería de drenaje no tiene impedimentos y cada junta está hermética.
- Inyecte 2000ml de agua en el recipiente de drenaje para evaluar si fluye bien el agua.

Habiendo cumplido el procedimiento antes descrito se da por finalizada y exitosa la instalación de la unidad evaporadora en el interior del local.



INSTALACIÓN DE LA UNIDAD EXTERIOR

Al igual que la unidad interior, la unidad exterior o condensadora requiere ciertos parámetros de ubicación para una exitosa instalación:



La unidad se debe instalar en:

1. Un lugar con suficiente espacio para instalación y reparación.
2. Un lugar donde la entrada y salida de aire no tengan impedimentos, sin fuerte flujo de aire.
3. Un lugar seco y ventilado.
4. Un lugar donde el saliente esté nivelado y soporte el peso de la unidad exterior sin mucho ruido.
5. Un lugar donde el ruido y aire de escape no moleste.
6. Un lugar sin filtraciones de gas inflamable.

NOTA: La ubicación en los siguientes lugares puede causar mal funcionamiento del equipo:

1. Un lugar con filtración de gas inflamable.
2. Hay aire salado en el ambiente (cerca de la costa).
3. Hay gas cáustico (sulfuro por ejemplo) en el aire.
4. Un lugar que no soporte el peso del equipo.
5. Donde haya líquido ácido o alcalino en evaporación.
6. Un lugar sin suficiente circulación de aire.



2. Proceso de instalación de la unidad exterior

- Instale la unidad exterior sobre una base rígida de ajuste para evitar el incremento del nivel de ruido y vibraciones.
- Determine la dirección de la salida de aire donde la descarga de aire no sea bloqueada.
- En el caso de que el lugar de instalación este expuesto a vientos fuertes, asegúrese de que el ventilador funcione correctamente poniendo la unidad longitudinalmente a lo largo de la pared o utilizando placas de blindaje.
- Especialmente en zonas ventosas, instale la unidad evitando la exposición al viento. En caso de tener que suspender la instalación, la instalación de soporte debe coincidir con los requisitos técnicos del diagrama de instalación de soporte. La pared de instalación debe ser de ladrillo sólido, hormigón o de una intensidad de construcción similar, o con acciones de refuerzo, debe tomarse una amortiguación de apoyo.
- La conexión entre el soporte y la superficie que está sujeto, el soporte y el aire acondicionado deben ser firmes, estables y fiables.
- Asegúrese de que no haya obstáculos que bloqueen la radiación del aire.



Distribución de las unidades condensadoras y evaporadoras a instalar

Las unidades condensadoras serán ubicadas sobre el techo del local porque las características propias de la infraestructura de la empresa nos limitan hacer dicha elección, esto nos permitiría disminuir la distancia entre las unidades evaporadoras y condensadoras, reduciendo así las pérdidas por tuberías en el sistema, así mismo, para tener un máximo rendimiento en el flujo de aire se distribuirán las unidades evaporadoras de la siguiente manera:

- RECEPCIÓN: Se instalará una unidad en la pared ESTE y la otra en la OESTE.
- GERENCIA: La única unidad se instalará en la pared NORTE.
- IMPRESIÓN A GRAN FORMATO: De igual forma la única unidad en esta área será instalada en la pared ESTE.



VIII. CONCLUSIÓN

El diseño del sistema de acondicionamiento de aire realizado en la empresa IMPRESOS DIGITALES se hizo con el fin de mejorar las condiciones de confort presentes en el local, ya que los trabajadores y clientes no se sentían satisfecho en dicho ambiente por sus altas temperaturas, además los equipos de impresión utilizados requerían temperaturas inferiores a 26 °C, por lo cual se tomó como temperatura de diseño de 24°C la que corresponde a la ideal en cualquier diseño de climatización.

Este diseño se pudo llevar a cabo calculando minuciosamente las distintas cargas térmicas generadas en la empresa, es por eso que se obtuvo un total de todas estas cargas, de **152,860.8089 BTU/h** el cuál está distribuida en tres áreas independientes.

Cuando se hizo la selección de los equipos, estos se distribuyeron según el valor de carga térmica generadas en cada una de las áreas es por eso que en RECEPCIÓN se tomaron dos equipos de **60,000 BTU/h**, en GERENCIA uno de **9,000 BTU/h** y en IMPRESIÓN A GRAN FORMATO uno de **24,000 BTU/h**

Estos equipos constan con tecnología inverter que es conocida por su alta eficiencia, la cual tiende a poseer un mayor costo de adquisición en comparación a la tecnología Estándar. No obstante debido a su eficiencia energética compensa la diferencia del costo adquisitivo en el consumo de energía eléctrica que es reflejado en la facturación.

En la realización del diseño de instalación de estos equipos se planteó seguir los pasos y recomendaciones técnicas propuestas por el fabricante, esto garantiza un correcto funcionamiento y una fácil ejecución de los mantenimientos preventivos y si es requerido en un futuro el correctivo.



RECOMENDACIONES

1. Los equipos deben de trabajar a menos del 100 por ciento de su capacidad para no disminuir su vida útil, esto se lograría manteniendo controlados la cantidad de personas presentes en la empresa ya que son las que generan la mayor carga térmica.
2. Es recomendable que cada uno de los equipos a instalar cumplan con las potencias de enfriamiento definidas en este diseño, esto garantizaría mantener un ambiente de confort óptimo en el local.
3. Para poder llevar a cabo la correcta instalación de estos equipos es recomendable la contratación de un personal técnico calificado que siga las instrucciones del plan de instalación propuesto en este proyecto.
4. Es de gran importancia el ahorro de energía y es por ese que se recomienda encender los equipos como mínimo a las 9 de la mañana ya que la temperatura de Managua a esa hora aun es agradable.
5. También es muy importante encender los equipos paulatinamente, no ponerlos en marcha todos al mismo tiempo, esto evitaría no tener grandes picos de corriente, los cuales representan alto consumo de energía.



IX. BIBLIOGRAFÍA

- El Aire Acondicionado.* (s.f.). Obtenido de Tu Aire Acondicionado: <https://tuaireacondicionado.net/el-ciclo-de-refrigeracion-como-funciona/>
- Cengel, Y. A. (2003). *Transferencia de calor y masa.* Mexico, D.F.
- Climas Monterrey.* (s.f.). Obtenido de <https://www.climasmonterrey.com/que-son-las-cartas-psirometricas>
- EL 19 Digital.* (juaves de noviembre de 2018). Obtenido de <http://www.el19digital.com/protocolo-de-montreal/>
- El Aire Acondicionado.* (s.f.). Obtenido de EL Aire Acondicionado: www.elaireacondicionado.com/lado-de-alta-y-lado-de-baja-del-ciclo-frigorifico/
- nergiza.* (2016). Obtenido de <https://nergiza.com/eer-cop-seer-y-scop-midiendo-la-eficiencia-del-aire-acondicionado/>
- Pita, E. (1994). Acondicionamiento de aire. Principios y sistemas. En *Pita, Eduard G.*; (pág. 568). Mexico, D.F: Renacimiento.
- S.A, A. N. (4 de Octubre de 2004). *Repositorio Institucional.* Obtenido de <https://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1004/1073/1/Publicacion%20Congreso%20NaI%20ANES%20Oaxaca%202004%20Metodos%20ASHRAE.pdf>
- Unet.* (2015). Obtenido de http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-152.htm



X. ANEXOS

| INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------|---------------|---------------|---------------|--------------|---------------|---------------|--------------|--------------|--------------|----------------|---------------|
| DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA | | | | | | | | | | | | | |
| RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO | | | | | | | | | | | | | |
| Estación: | AEROPUERTO INTERNACIONAL AUGUSTO CESAR SANDINO MANAGUA | | | | | | | | | Código: | 69027 | | |
| Departamento: | MANAGUA | | | | | | | | | Municipio: | MANAGUA | | |
| Latitud: | 12°08'36" | | | | | | | | | Longitud: | 86°09'49" | | |
| Años: | 2020 | | | | | | | | | Elevación: | 56 msnm | | |
| Parámetro: | Temperatura Máxima (°C) | | | | | | | | | Tipo: | HMP | | |
| Día | Enero | Febrero | Marzo | Abril | Mayo | Junio | Julio | Agosto | Septiembre | Octubre | Noviembre | Diciembre | Máximo |
| 1 | 33.4 | 35.0 | 33.8 | 35.8 | 36.4 | 30.2 | 32.2 | 35.6 | 34.2 | 33.2 | 29.8 | - | 36.4 |
| 2 | 32.6 | 34.4 | 34.2 | 35.4 | 36.0 | 31.4 | 32.4 | 35.4 | 34.0 | 31.4 | 32.6 | - | 36.0 |
| 3 | 32.0 | 34.6 | 34.6 | 35.9 | 36.7 | 31.8 | 33.0 | 34.8 | 33.6 | 29.6 | 26.8 | - | 36.7 |
| 4 | 34.1 | 34.4 | 35.2 | 35.4 | 36.8 | 28.6 | 33.5 | 35.4 | 33.6 | 31.0 | 28.0 | - | 36.8 |
| 5 | 33.8 | 34.1 | 36.0 | 35.4 | 35.6 | 29.6 | 32.6 | 35.3 | 33.6 | 32.8 | 28.0 | - | 36.0 |
| 6 | 32.6 | 34.0 | 35.6 | 36.4 | 35.6 | 32.6 | 32.3 | 32.6 | 32.8 | 31.6 | 25.0 | - | 36.4 |
| 7 | 33.0 | 34.2 | 35.0 | 38.4 | 37.6 | 34.0 | 34.0 | 33.4 | 33.2 | 30.2 | 31.4 | - | 38.4 |
| 8 | 33.2 | 35.0 | 33.8 | 36.6 | 37.6 | 34.4 | 31.6 | 34.0 | 33.2 | 30.0 | 30.6 | - | 37.6 |
| 9 | 32.6 | 34.6 | 32.6 | 37.0 | 37.4 | 34.5 | 31.4 | 34.5 | 33.4 | 31.0 | 29.8 | - | 37.4 |
| 10 | 34.2 | 31.4 | 34.4 | 36.2 | 37.8 | 35.0 | 32.7 | 31.0 | 32.3 | 32.8 | 29.8 | - | 37.8 |
| 11 | 33.4 | 35.0 | 33.4 | 36.8 | 37.0 | 34.4 | 33.2 | 33.6 | 33.2 | 33.0 | 30.8 | - | 37.0 |
| 12 | 34.2 | 34.8 | 34.4 | 36.8 | 36.9 | 31.9 | 31.2 | 34.6 | 33.0 | 30.4 | 32.6 | - | 36.9 |
| 13 | 34.2 | 35.2 | 35.4 | 36.5 | 35.6 | 32.4 | 31.6 | 32.0 | 32.6 | 33.0 | 32.4 | - | 36.5 |
| 14 | 32.4 | 33.0 | 35.4 | 36.6 | 36.2 | 32.4 | 34.0 | 32.3 | 32.4 | 32.4 | 33.0 | - | 36.6 |
| 15 | 33.8 | 35.4 | 34.4 | 36.6 | 37.4 | 33.0 | 29.8 | 28.6 | 33.2 | 33.0 | 33.0 | - | 37.4 |
| 16 | 32.8 | 33.4 | 35.0 | 36.8 | 36.8 | 33.7 | 34.0 | 32.4 | 33.8 | 32.2 | 32.6 | - | 36.8 |
| 17 | 33.6 | 35.0 | 35.6 | 37.0 | 37.4 | 32.7 | 33.2 | 33.8 | 32.4 | 34.0 | 25.4 | - | 37.4 |
| 18 | 32.6 | 34.8 | 35.4 | 36.6 | 36.8 | 33.7 | 34.4 | 32.8 | 32.8 | 33.6 | 27.2 | - | 36.8 |
| 19 | 33.5 | 35.4 | 32.2 | 36.0 | 35.4 | 34.0 | 34.2 | 33.6 | 33.6 | 32.8 | 32.0 | - | 36.0 |
| 20 | 33.6 | 35.4 | 34.2 | 36.8 | 34.2 | 34.7 | 34.2 | 33.8 | 32.8 | 31.8 | 32.4 | - | 36.8 |
| 21 | 34.4 | 34.2 | 34.6 | 36.3 | 35.8 | 31.8 | 33.2 | 26.2 | 33.6 | 31.4 | 32.0 | - | 36.3 |
| 22 | 31.8 | 33.8 | 34.0 | 37.0 | 34.0 | 32.8 | 32.4 | 29.2 | 34.0 | 32.0 | 32.2 | - | 37.0 |
| 23 | 32.6 | 33.4 | 35.8 | 37.0 | 34.6 | 33.2 | 33.2 | 31.4 | 33.8 | 32.4 | 31.8 | - | 37.0 |
| 24 | 32.8 | 34.0 | 34.8 | 37.4 | 37.4 | 33.8 | 33.5 | 31.9 | 32.6 | 31.2 | 32.2 | - | 37.4 |
| 25 | 32.6 | 34.4 | 35.4 | 37.6 | 35.6 | 34.0 | 33.0 | 32.8 | 32.5 | 29.6 | 32.2 | - | 37.6 |
| 26 | 33.0 | 35.4 | 34.6 | 37.6 | 35.8 | 33.6 | 33.4 | 28.0 | 32.8 | 31.2 | 31.4 | - | 37.6 |
| 27 | 33.0 | 35.4 | 35.2 | 36.0 | 32.0 | 29.6 | 33.2 | 31.4 | 33.6 | 32.4 | 31.6 | - | 36.0 |
| 28 | 33.8 | 34.3 | 34.7 | 37.2 | 34.6 | 30.4 | 32.8 | 33.2 | 33.2 | 31.2 | 31.8 | - | 37.2 |
| 29 | 33.0 | - | 35.4 | 36.6 | 30.0 | 32.8 | 33.6 | 32.5 | 32.6 | 33.0 | 31.8 | - | 36.6 |
| 30 | 32.8 | - | 35.6 | 36.6 | 30.8 | 32.4 | 34.4 | 33.4 | 33.4 | 32.8 | 31.0 | - | 36.6 |
| 31 | 33.8 | - | 35.4 | - | 27.8 | - | 35.6 | 34.0 | - | 33.2 | - | - | 35.6 |
| Suma | 1029.2 | 964.0 | 1076.1 | 1098.3 | 1099.6 | 979.4 | 1023.8 | 1013.5 | 995.8 | 990.2 | 921.2 | 0.0 | 1142.6 |
| Media | 33.2 | 34.4 | 34.7 | 36.6 | 35.5 | 32.6 | 33.0 | 32.7 | 33.2 | 31.9 | 30.7 | #DIV/0! | 36.9 |
| Max | 34.4 | 35.4 | 36.0 | 38.4 | 37.8 | 35.0 | 35.6 | 35.6 | 34.2 | 34.0 | 33.0 | 0.0 | 38.4 |
| Min | 31.8 | 31.4 | 32.2 | 35.4 | 27.8 | 28.6 | 29.8 | 26.2 | 32.3 | 29.6 | 25.0 | 0.0 | 35.6 |

TABLA 1 TEMPERATURAS MÁXIMAS AÑO 2020 (brindadas por INETER)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



| INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------------------------------------|---------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------------|--------------|---------------|---------------|
| DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA | | | | | | | | | | | | | |
| RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO | | | | | | | | | | | | | |
| Estación: AEROPUERTO INTERNACIONAL AUGUSTO CESAR SANDINO MANAGUA | | | | | | | | | | Código: 69027 | | | |
| Departamento: MANAGUA | | | | | | | | | | Municipio: MANAGUA | | | |
| Latitud: 12°08'36" | | | | | | | | | | Longitud: 86°09'49" | | | |
| Años: 2019 | | | | | | | | | | Elevación: 56 msnm | | | |
| Parámetro: Temperatura Máxima (°C) | | | | | | | | | | Tipo: HMP | | | |
| Día | Enero | Febrero | Marzo | Abril | Mayo | Junio | Julio | Agosto | Septiembre | Octubre | Noviembre | Diciembre | Máximo |
| 1 | 33.5 | 33.2 | 33.0 | 36.4 | 37.4 | 34.0 | 33.4 | 34.4 | 35.5 | 31.5 | 32.6 | 32.8 | 37.4 |
| 2 | 32.8 | 34.2 | 32.8 | 35.6 | 37.0 | 34.3 | 32.2 | 35.6 | 35.4 | 30.4 | 33.6 | 34.2 | 37.0 |
| 3 | 33.2 | 33.6 | 34.3 | 36.0 | 36.5 | 34.2 | 33.2 | 34.5 | 35.0 | 31.8 | 33.0 | 33.2 | 36.5 |
| 4 | 33.8 | 33.6 | 34.8 | 35.8 | 35.0 | 33.2 | 34.2 | 34.4 | 33.6 | 33.6 | 32.0 | 33.0 | 35.8 |
| 5 | 34.0 | 34.4 | 35.2 | 35.8 | 37.8 | 34.0 | 33.2 | 33.0 | 34.6 | 33.0 | 33.2 | 33.4 | 37.8 |
| 6 | 33.6 | 34.2 | 34.4 | 34.6 | 38.4 | 35.0 | 33.6 | 35.0 | 32.9 | 33.3 | 32.8 | 32.6 | 38.4 |
| 7 | 32.4 | 34.0 | 36.2 | 35.5 | 37.0 | 35.5 | 33.5 | 32.4 | 35.4 | 32.4 | 31.4 | 33.7 | 37.0 |
| 8 | 33.2 | 34.0 | 35.0 | 36.0 | 37.2 | 35.0 | 30.5 | 34.0 | 33.8 | 32.0 | 33.2 | 33.0 | 37.2 |
| 9 | 32.0 | 32.0 | 34.4 | 37.2 | 37.2 | 34.1 | 32.8 | 34.4 | 34.0 | 32.8 | 33.4 | 31.2 | 37.2 |
| 10 | 32.8 | 33.4 | 36.0 | 37.2 | 37.5 | 35.0 | 32.2 | 33.4 | 34.6 | 33.4 | 33.4 | 32.2 | 37.5 |
| 11 | 32.4 | 34.4 | 36.2 | 34.4 | 35.7 | 32.8 | 33.6 | 32.2 | 34.2 | 31.3 | 33.0 | 32.6 | 36.2 |
| 12 | 32.4 | 33.8 | 36.0 | 36.4 | 37.2 | 31.2 | 33.0 | 33.4 | 35.0 | 32.4 | 33.6 | 32.8 | 37.2 |
| 13 | 32.0 | 34.8 | 33.4 | 36.2 | 37.0 | 33.2 | 33.0 | 35.4 | 34.6 | 32.0 | 33.0 | 33.4 | 37.0 |
| 14 | 32.6 | 34.2 | 34.9 | 36.4 | 35.1 | 34.4 | 34.0 | 35.4 | 33.4 | 28.6 | 33.0 | 33.2 | 36.4 |
| 15 | 33.2 | 33.8 | 34.8 | 35.8 | 37.4 | 33.8 | 28.8 | 26.4 | 34.4 | 29.0 | 32.6 | 32.2 | 37.4 |
| 16 | 32.4 | 34.4 | 34.6 | 37.6 | 35.4 | 34.6 | 34.2 | 31.6 | 32.3 | 32.8 | 33.8 | 33.8 | 37.6 |
| 17 | 33.8 | 34.8 | 35.6 | 37.3 | 35.8 | 34.7 | 32.8 | 32.2 | 34.2 | 33.0 | 33.4 | 34.4 | 37.3 |
| 18 | 33.4 | 34.8 | 35.4 | 36.0 | 34.0 | 35.4 | 33.5 | 31.6 | 34.6 | 33.0 | 32.2 | 34.2 | 36.0 |
| 19 | 33.4 | 34.7 | 35.5 | 35.5 | 35.0 | 34.0 | 32.8 | 32.4 | 33.8 | 32.8 | 31.0 | 34.4 | 35.5 |
| 20 | 33.2 | 33.6 | 35.0 | 35.6 | 34.0 | 32.0 | 32.0 | 32.6 | 34.0 | 32.8 | 31.8 | 33.6 | 35.6 |
| 21 | 32.7 | 34.6 | 36.6 | 34.7 | 33.4 | 33.2 | 34.6 | 35.0 | 30.8 | 29.6 | 32.8 | 32.4 | 36.6 |
| 22 | 33.6 | 35.5 | 35.5 | 35.5 | 27.5 | 34.0 | 33.5 | 34.7 | 30.8 | 30.6 | 32.6 | 32.8 | 35.5 |
| 23 | 34.2 | 35.0 | 34.8 | 36.1 | 27.5 | 35.0 | 34.5 | 33.4 | 31.4 | 32.2 | 33.0 | 34.8 | 36.1 |
| 24 | 34.2 | 34.6 | 35.4 | 36.5 | 29.6 | 34.2 | 33.5 | 34.4 | 32.8 | 32.2 | 33.6 | 34.6 | 36.5 |
| 25 | 34.0 | 34.8 | 35.2 | 35.6 | 31.3 | 33.5 | 33.4 | 34.6 | 31.2 | 32.0 | 33.4 | 30.7 | 35.6 |
| 26 | 34.4 | 34.6 | 36.2 | 36.4 | 26.5 | 31.9 | 33.6 | 33.4 | 32.8 | 30.3 | 33.4 | 33.8 | 36.4 |
| 27 | 33.4 | 34.4 | 35.8 | 36.7 | 27.2 | 34.5 | 32.4 | 34.0 | 31.4 | 32.8 | 34.6 | 33.6 | 36.7 |
| 28 | 32.0 | 33.4 | 34.6 | 37.4 | 27.6 | 34.0 | 35.0 | 35.4 | 31.4 | 32.4 | 32.4 | 34.8 | 37.4 |
| 29 | 33.4 | - | 35.0 | 37.2 | 27.2 | 32.6 | 35.0 | 34.8 | 33.8 | 33.2 | 32.8 | 34.7 | 37.2 |
| 30 | 32.4 | - | 35.2 | 37.5 | 30.0 | 34.0 | 33.8 | 35.2 | 33.6 | 31.4 | 32.0 | 32.8 | 37.5 |
| 31 | 33.8 | - | 35.4 | - | 31.7 | - | 34.4 | 35.0 | - | 32.0 | - | 32.8 | 35.4 |
| Suma | 1028.2 | 956.8 | 1087.2 | 1084.9 | 1047.1 | 1017.3 | 1030.2 | 1044.2 | 1005.3 | 990.6 | 986.6 | 1031.7 | 1138.9 |
| Media | 33.2 | 34.2 | 35.1 | 36.2 | 33.8 | 33.9 | 33.2 | 33.7 | 33.5 | 32.0 | 32.9 | 33.3 | 36.7 |
| Max | 34.4 | 35.5 | 36.6 | 37.6 | 38.4 | 35.5 | 35.0 | 35.6 | 35.5 | 33.6 | 34.6 | 34.8 | 38.4 |
| Min | 32.0 | 32.0 | 32.8 | 34.4 | 26.5 | 31.2 | 28.8 | 26.4 | 30.8 | 28.6 | 31.0 | 30.7 | 35.4 |

TABLA 2 TEMPERATURAS MÁXIMAS AÑO 2019 (brindadas por INETER)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



| INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|----------------|-------------|
| DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA | | | | | | | | | | | | | |
| RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO | | | | | | | | | | | | | |
| Estación: | AEROPUERTO INTERNACIONAL AUGUSTO CESAR SANDINO MANAGUA | | | | | | | | | Código: | 69027 | | |
| Departamento: | MANAGUA | | | | | | | | | Municipio: | MANAGUA | | |
| Latitud: | 12°08'36" | | | | | | | | | Longitud: | 86°09'49" | | |
| Años: | 2020 | | | | | | | | | Elevación: | 56 msnm | | |
| Parámetro: | Humedad Relativa (%) | | | | | | | | | Tipo: | HMP | | |
| Día | Enero | Febrero | Marzo | Abril | Mayo | Junio | Julio | Agosto | Septiembre | Octubre | Noviembre | Diciembre | Media |
| 1 | 76 | 68 | 63 | 59 | 57 | 90 | 79 | 72 | 71 | 85 | 82 | - | 73 |
| 2 | 72 | 60 | 61 | 58 | 55 | 88 | 81 | 73 | 77 | 83 | 81 | - | 72 |
| 3 | 73 | 59 | 62 | 60 | 57 | 88 | 79 | 74 | 78 | 86 | 87 | - | 73 |
| 4 | 66 | 66 | 59 | 62 | 58 | 91 | 80 | 75 | 80 | 83 | 88 | - | 73 |
| 5 | 66 | 65 | 59 | 60 | 61 | 88 | 79 | 77 | 78 | 89 | 91 | - | 74 |
| 6 | 73 | 66 | 63 | 58 | 61 | 83 | 79 | 81 | 82 | 86 | 96 | - | 75 |
| 7 | 67 | 64 | 57 | 54 | 55 | 75 | 77 | 75 | 82 | 88 | 82 | - | 71 |
| 8 | 61 | 64 | 60 | 52 | 58 | 77 | 81 | 72 | 82 | 87 | 88 | - | 71 |
| 9 | 64 | 63 | 66 | 57 | 62 | 74 | 79 | 76 | 79 | 89 | 87 | - | 72 |
| 10 | 64 | 74 | 67 | 61 | 65 | 78 | 84 | 80 | 85 | 78 | 84 | - | 75 |
| 11 | 72 | 65 | 63 | 60 | 70 | 73 | 78 | 75 | 83 | 81 | 82 | - | 73 |
| 12 | 66 | 61 | 64 | 60 | 64 | 78 | 79 | 71 | 82 | 89 | 84 | - | 73 |
| 13 | 65 | 65 | 58 | 60 | 58 | 76 | 84 | 75 | 86 | 87 | 81 | - | 72 |
| 14 | 68 | 67 | 61 | 59 | 57 | 78 | 81 | 78 | 84 | 81 | 77 | - | 72 |
| 15 | 71 | 65 | 66 | 59 | 62 | 76 | 77 | 88 | 82 | 83 | 80 | - | 74 |
| 16 | 70 | 62 | 57 | 55 | 68 | 74 | 67 | 88 | 76 | 80 | 79 | - | 71 |
| 17 | 69 | 59 | 59 | 54 | 70 | 76 | 77 | 81 | 84 | 76 | 94 | - | 73 |
| 18 | 67 | 62 | 57 | 55 | 67 | 73 | 72 | 83 | 82 | 77 | 92 | - | 72 |
| 19 | 65 | 62 | 64 | 55 | 73 | 69 | 80 | 80 | 83 | 84 | 80 | - | 72 |
| 20 | 63 | 62 | 68 | 56 | 77 | 72 | 75 | 84 | 78 | 88 | 81 | - | 73 |
| 21 | 67 | 61 | 63 | 61 | 76 | 87 | 79 | 95 | 78 | 88 | 80 | - | 76 |
| 22 | 67 | 59 | 64 | 57 | 76 | 82 | 82 | 91 | 76 | 81 | 83 | - | 74 |
| 23 | 69 | 67 | 59 | 54 | 71 | 78 | 80 | 81 | 77 | 81 | 80 | - | 72 |
| 24 | 69 | 62 | 62 | 54 | 67 | 81 | 75 | 78 | 76 | 83 | 75 | - | 71 |
| 25 | 65 | 67 | 60 | 56 | 79 | 70 | 77 | 81 | 82 | 85 | 84 | - | 73 |
| 26 | 69 | 59 | 62 | 53 | 74 | 71 | 75 | 85 | 82 | 86 | 84 | - | 73 |
| 27 | 68 | 59 | 62 | 61 | 85 | 82 | 79 | 85 | 81 | 87 | 81 | - | 75 |
| 28 | 66 | 62 | 65 | 56 | 86 | 84 | 83 | 83 | 81 | 82 | 78 | - | 75 |
| 29 | 68 | - | 57 | 60 | 88 | 79 | 78 | 81 | 82 | 80 | 77 | - | 75 |
| 30 | 67 | - | 63 | 58 | 81 | 77 | 73 | 76 | 82 | 78 | 79 | - | 73 |
| 31 | 70 | - | 61 | - | 92 | - | 71 | 76 | - | 80 | - | - | 75 |
| Suma | 2103 | 1775 | 1912 | 1724 | 2130 | 2368 | 2420 | 2470 | 2411 | 2591 | 2497 | 0 | 2266 |
| Media | 68 | 63 | 62 | 57 | 69 | 79 | 78 | 80 | 80 | 84 | 83 | #DIV/0! | 73 |
| Max | 76 | 74 | 68 | 62 | 92 | 91 | 84 | 95 | 86 | 89 | 96 | 0 | 76 |
| Min | 61 | 59 | 57 | 52 | 55 | 69 | 67 | 71 | 71 | 76 | 75 | 0 | 71 |

TABLA 2 HUMEDADES CORRESPONDIENTES A LAS TEMPERATURAS MÁXIMAS (brindadas por INETER)



| Grupo No. | Descripción de la construcción | Peso, lb/ft ² | Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F) | Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F) |
|------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------|
| Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo) | | | | |
| | C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in | 83 | 0.358 | 18.3 |
| | D Ladrillo común de 4 in | 90 | 0.415 | 18.4 |
| | C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in | 90 | 0.174-0.301 | 18.4 |
| | B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in | 88 | 0.111 | 18.5 |
| | B Ladrillo común de 8 in | 130 | 0.302 | 26.4 |
| | A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in | 130 | 0.154-0.243 | 26.4 |
| Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado) | | | | |
| | C Espacio de aire + concreto de 2 in | 94 | 0.350 | 19.7 |
| | B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in | 97 | 0.116 | 19.8 |
| | A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más | 143-190 | 0.110-0.112 | 29.1-38.4 |
| Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado) | | | | |
| | E Bloque de 4 in | 62 | 0.319 | 12.9 |
| | D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in | 62 | 0.153-0.246 | 12.9 |
| | D Bloque de 8 in | 70 | 0.274 | 15.1 |
| | C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in | 73-89 | 0.221-0.275 | 15.5-18.5 |
| | B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in | 89 | 0.096-0.107 | 15.5-18.6 |
| Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro) | | | | |
| | D Azulejo de 4 in | 71 | 0.381 | 15.1 |
| | D Espacio de aire + azulejo de 4 in | 71 | 0.281 | 15.1 |
| | C Aislamiento + azulejo de 4 in | 71 | 0.169 | 15.1 |
| | C Azulejo de 8 in | 96 | 0.275 | 19.7 |
| | B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in | 96 | 0.142-0.221 | 19.7 |
| | A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in | 97 | 0.097 | 19.8 |
| Pared de concreto pesado + (acabado) | | | | |
| | E Concreto de 4 in | 63 | 0.585 | 12.5 |
| | D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in | 63 | 0.119-0.200 | 12.5 |
| | C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in | 63 | 0.119 | 12.7 |
| | C Concreto de 8 in | 109 | 0.490 | 21.9 |
| | B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in | 110 | 0.115-0.187 | 22.0 |
| | A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in | 110 | 0.115 | 21.9 |
| | E Concreto de 12 in | 156 | 0.421 | 31.2 |
| | A Concreto de 12 in + aislamiento | 156 | 0.113 | 31.3 |
| Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado) | | | | |
| | F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento | 29-36 | 0.161-0.263 | 5.7-7.2 |
| | F Aislamiento de 2 in + bloques de 4 in | 29-37 | 0.105-0.114 | 5.8-7.3 |
| | E Bloque de 8 in | 41-57 | 0.294-0.402 | 6.3-11.3 |
| | D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento | 41-57 | 0.149-0.175 | 8.3-11.3 |
| Azulejo de barro + (acabado) | | | | |
| | F Azulejo de 4 in | 39 | 0.419 | 7.8 |
| | F Azulejo de 4 in + espacio de aire | 39 | 0.303 | 7.8 |
| | E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in | 39 | 0.175 | 7.9 |
| | D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in | 40 | 0.110 | 7.9 |
| | D Azulejo de 8 in | 63 | 0.296 | 12.5 |
| | C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in | 63 | 0.151-0.231 | 12.6 |
| | B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in | 63 | 0.099 | 12.6 |
| Pared de lámina (cortina metálica) | | | | |
| | G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento | 5-6 | 0.091-0.230 | 0.7 |
| Pared de bastidor | | | | |
| | G Aislamiento de 1 a 3 in | 16 | 0.081-0.178 | 3.2 |

TABLA 3 DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



| Latitud | Mes | N | NNE | NE | ENE | E | ESE | SE | SSE | S | HORA |
|---------|----------|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|----|------|
| 0 | Dic | -3 | -5 | -5 | -5 | -2 | -0 | 3 | 6 | 9 | -1 |
| | Ene/Nov | -3 | -5 | -4 | -4 | -1 | -0 | 2 | 4 | 7 | -1 |
| | Feb/Oct | -3 | -2 | -2 | -2 | -1 | -1 | 0 | -1 | 0 | 0 |
| | Mar/Sept | -3 | 0 | 1 | -1 | -1 | -3 | -3 | -5 | -8 | -1 |
| | Abr/Ago | 5 | 4 | 3 | 0 | -2 | -5 | -6 | -8 | -8 | -2 |
| | May/Jul | 10 | 7 | 5 | 0 | -3 | -7 | -8 | -9 | -9 | -4 |
| 8 | Dic | -4 | -6 | -6 | -6 | -3 | 0 | 4 | 8 | 12 | -5 |
| | Ene/Nov | -3 | -5 | -6 | -5 | -2 | 0 | 3 | 6 | 10 | -4 |
| | Feb/Oct | -3 | -4 | -3 | -3 | -1 | -1 | 1 | 2 | 4 | -1 |
| | Mar/Sept | -3 | -2 | -1 | -1 | -1 | -2 | -2 | -3 | -4 | 0 |
| | Abr/Ago | -2 | 2 | 2 | 0 | -1 | -4 | -5 | -7 | -7 | -1 |
| | May/Jul | 7 | 5 | 4 | 0 | -2 | -5 | -7 | -9 | -9 | -2 |
| 16 | Dic | -4 | -6 | -8 | -8 | -4 | -1 | 4 | 9 | 13 | -9 |
| | Ene/Nov | -4 | -6 | -7 | -7 | -4 | -1 | 4 | 8 | 12 | -7 |
| | Feb/Oct | -3 | -5 | -5 | -4 | -2 | 0 | 2 | 5 | 7 | -4 |
| | Mar/Sept | -3 | -3 | -2 | -2 | -1 | -1 | 0 | 0 | 0 | -1 |
| | Abr/Ago | -1 | 0 | -1 | -1 | -1 | -3 | -3 | -5 | -6 | 0 |
| | May/Jul | 4 | 3 | 3 | 0 | -1 | -4 | -5 | -7 | -7 | 0 |
| 24 | Dic | -5 | -7 | -9 | -10 | -7 | -3 | 3 | 9 | 13 | -13 |
| | Ene/Nov | -4 | -6 | -8 | -9 | -6 | -3 | 3 | 9 | 13 | -11 |
| | Feb/Oct | -4 | -5 | -6 | -6 | -3 | -1 | 3 | 7 | 10 | -7 |
| | Mar/Sept | -3 | -4 | -3 | -3 | -1 | -1 | 1 | 2 | 4 | -3 |
| | Abr/Ago | -2 | -1 | 0 | -1 | -1 | -2 | -1 | -2 | -3 | 0 |
| | May/Jul | 1 | 2 | 2 | 0 | 0 | -3 | -3 | -5 | -6 | 1 |
| 32 | Dic | -5 | -7 | -10 | -11 | -8 | -5 | 2 | 9 | 12 | -17 |
| | Ene/Nov | -5 | -7 | -9 | -11 | -8 | -4 | 2 | 9 | 12 | -15 |
| | Feb/Oct | -4 | -6 | -7 | -8 | -4 | -2 | 4 | 8 | 11 | -10 |
| | Mar/Sept | -3 | -4 | -4 | -4 | -2 | -1 | 3 | 5 | 7 | -5 |
| | Abr/Ago | -2 | -2 | -1 | -2 | 0 | -1 | 0 | 1 | 1 | -1 |
| | May/Jul | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | -1 | -1 | -3 | -3 | 1 |
| 40 | Dic | -6 | -8 | -10 | -13 | -10 | -7 | 0 | 7 | 10 | -21 |
| | Ene/Nov | -5 | -7 | -10 | -12 | -9 | -6 | 1 | 8 | 11 | -19 |
| | Feb/Oct | -5 | -7 | -8 | -9 | -6 | -3 | 3 | 8 | 12 | -14 |
| | Mar/Sept | -4 | -5 | -5 | -6 | -3 | -1 | 4 | 7 | 10 | -8 |
| | Abr/Ago | -2 | -3 | -2 | -2 | 0 | 0 | 2 | 3 | 4 | -3 |
| | May/Jul | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| 48 | Dic | -6 | -8 | -11 | -14 | -13 | -10 | -3 | 2 | 6 | -25 |
| | Ene/Nov | -6 | -8 | -11 | -13 | -11 | -8 | -1 | 5 | 8 | -24 |
| | Feb/Oct | -5 | -7 | -10 | -11 | -8 | -5 | 1 | 8 | 11 | -18 |
| | Mar/Sept | -4 | -6 | -6 | -7 | -4 | -1 | 4 | 8 | 11 | -11 |
| | Abr/Ago | -3 | -3 | -3 | -3 | -1 | 0 | 4 | 6 | 7 | -5 |
| | May/Jul | 0 | -1 | 0 | 0 | 1 | 1 | 3 | 3 | 4 | 0 |
| 56 | Dic | -7 | -9 | -12 | -16 | -16 | -14 | -9 | -5 | -3 | -28 |
| | Ene/Nov | -6 | -8 | -11 | -15 | -14 | -12 | -6 | -1 | 2 | -27 |
| | Feb/Oct | -6 | -8 | -10 | -12 | -10 | -7 | 0 | 6 | 9 | -22 |
| | Mar/Sept | -5 | -6 | -7 | -8 | -5 | -2 | 4 | 8 | 12 | -15 |
| | Abr/Ago | -3 | -4 | -4 | -4 | -1 | 1 | 5 | 7 | 9 | -8 |
| | May/Jul | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 5 | 6 | 7 | -2 |
| 64 | Dic | -7 | -9 | -12 | -16 | -16 | -14 | -9 | -5 | -3 | -28 |
| | Ene/Nov | -6 | -8 | -11 | -15 | -14 | -12 | -6 | -1 | 2 | -27 |
| | Feb/Oct | -6 | -8 | -10 | -12 | -10 | -7 | 0 | 6 | 9 | -22 |
| | Mar/Sept | -5 | -6 | -7 | -8 | -5 | -2 | 4 | 8 | 12 | -15 |
| | Abr/Ago | -3 | -4 | -4 | -4 | -1 | 1 | 5 | 7 | 9 | -8 |
| | May/Jul | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 5 | 6 | 7 | -2 |
| 72 | Dic | -7 | -9 | -12 | -16 | -16 | -14 | -9 | -5 | -3 | -28 |
| | Ene/Nov | -6 | -8 | -11 | -15 | -14 | -12 | -6 | -1 | 2 | -27 |
| | Feb/Oct | -6 | -8 | -10 | -12 | -10 | -7 | 0 | 6 | 9 | -22 |
| | Mar/Sept | -5 | -6 | -7 | -8 | -5 | -2 | 4 | 8 | 12 | -15 |
| | Abr/Ago | -3 | -4 | -4 | -4 | -1 | 1 | 5 | 7 | 9 | -8 |
| | May/Jul | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 5 | 6 | 7 | -2 |
| 80 | Dic | -7 | -9 | -12 | -16 | -16 | -14 | -9 | -5 | -3 | -28 |
| | Ene/Nov | -6 | -8 | -11 | -15 | -14 | -12 | -6 | -1 | 2 | -27 |
| | Feb/Oct | -6 | -8 | -10 | -12 | -10 | -7 | 0 | 6 | 9 | -22 |
| | Mar/Sept | -5 | -6 | -7 | -8 | -5 | -2 | 4 | 8 | 12 | -15 |
| | Abr/Ago | -3 | -4 | -4 | -4 | -1 | 1 | 5 | 7 | 9 | -8 |
| | May/Jul | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 5 | 6 | 7 | -2 |

TABLA 4 CORRECCIÓN DEL DTCE PARA PAREDES POR LATITUD Y MES. EXTRAÍDO DE
(fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



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

TABLA 5 DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) EN PAREDES. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



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

TABLA 6 DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) EN TECHOS. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



| Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lámina de plástico | | | | Paneles horizontales — vidrio plano, tragaluz y domos de plástico | | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|-----------------|----------|-------------------------------------------------------------------|-----------------------|-----------------|----------|
| Descripción | Invierno | Exterior Verano | Interior | Descripción | Invierno | Exterior Verano | Interior |
| Vidrio plano vidrio sencillo | 1.10 | 1.04 | 0.73 | Vidrio plano vidrio sencillo | 1.23 | 0.83 | 0.96 |
| vidrio aislante - doble espacio de aire de 1/4" ^a | 0.58 | 0.61 | 0.49 | vidrio aislante — doble espacio de aire de 1/4" ^a | 0.65 | 0.54 | 0.59 |
| espacio de aire de 1/2" ^b | 0.49 | 0.56 | 0.46 | espacio de aire de 1/2" ^b | 0.59 | 0.49 | 0.56 |
| espacio de aire de 1/2" ^c , recubrimiento de baja emisión ^d | | | | recubrimiento de baja emisión ^d | | | |
| e = 0.20 | 0.32 | 0.38 | 0.32 | e = 0.20 | 0.48 | 0.36 | 0.39 |
| e = 0.40 | 0.38 | 0.45 | 0.38 | e = 0.40 | 0.42 | 0.42 | 0.45 |
| e = 0.60 | 0.43 | 0.51 | 0.42 | e = 0.60 | 0.56 | 0.46 | 0.50 |
| Vidrio aislante - triple ^d | | | | Tragaluz ^e | | | |
| Espacio de aire de 1/4" ^a | 0.39 | 0.44 | 0.38 | 11 x 11 x 3 in espesor con divisor de cavidad | 0.53 | 0.35 | 0.44 |
| espacio de aire de 1/2" ^b | 0.31 | 0.39 | 0.30 | 12 x 12 x 4 in espesor con divisor de cavidad | 0.51 | 0.34 | 0.42 |
| ventanas dobles | | | | Domos de plástico ^f | | | |
| espacio de aire de 1" a 4" ^a | 0.50 | 0.50 | 0.44 | de pared sencilla | 1.15 | 0.80 | -- |
| Lámina de plástico sencilla | | | | de pared doble | 0.70 | 0.46 | -- |
| 1/8" espesor | 1.06 | 0.98 | -- | Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales | | | |
| 1/4" espesor | 0.96 | 0.89 | -- | | | | |
| 1/2" espesor | 0.81 | 0.76 | -- | | | | |
| unidad aislante - doble | | | | Descripción | | | |
| espacio de aire de 1/4" ^a | 0.55 | 0.56 | -- | Vidrio sencillo | Vidrio doble o triple | Ventanas dobles | |
| espacio de aire de 1/2" ^b | 0.43 | 0.45 | -- | | | | |
| Tragaluz ^g | | | | | | | |
| 6 x 6 x 4 in espesor | 0.60 | 0.57 | 0.46 | Ventanas | | | |
| 8 x 8 x 4 in espesor | 0.56 | 0.54 | 0.44 | Todas de vidrio | | | |
| — con divisor del hueco | 0.48 | 0.46 | 0.38 | Marco de madera - 80% vidrio | | | |
| 12 x 12 x 4 in espesor | 0.52 | 0.50 | 0.41 | Marco de madera - 60% vidrio | | | |
| — con divisor del hueco | 0.44 | 0.42 | 0.36 | Marco de metal - 80% vidrio | | | |
| 12 x 12 x 2 in espesor | 0.60 | 0.57 | 0.46 | Ventanas y puertas corredizas de vidrio | | | |
| | | | | Marco de madera | | | |
| | | | | Marco de metal | | | |

TABLA 7 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U) EN VIDRIOS. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)

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

TABLA 7 FACTORES DE GANANCIA MÁXIMA DE CALOR POR RADIACIÓN SOLAR EN VIDRIOS. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



| Latitud norte. Ventana viendo hacia él | Construc- ción del recinto | Hora solar, h | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------------------------------|----------------------------------|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| N | L | 0.17 | 0.14 | 0.11 | 0.09 | 0.08 | 0.33 | 0.42 | 0.48 | 0.56 | 0.63 | 0.71 | 0.76 | 0.80 | 0.82 | 0.82 | 0.79 | 0.80 | 0.84 | 0.61 | 0.48 | 0.38 | 0.31 | 0.25 | 0.20 |
| | M | 0.23 | 0.20 | 0.18 | 0.16 | 0.14 | 0.34 | 0.41 | 0.46 | 0.52 | 0.59 | 0.65 | 0.70 | 0.73 | 0.75 | 0.76 | 0.74 | 0.75 | 0.79 | 0.61 | 0.50 | 0.42 | 0.36 | 0.31 | 0.27 |
| | H | 0.25 | 0.23 | 0.21 | 0.20 | 0.19 | 0.38 | 0.45 | 0.50 | 0.55 | 0.60 | 0.65 | 0.69 | 0.72 | 0.73 | 0.72 | 0.70 | 0.70 | 0.74 | 0.57 | 0.46 | 0.39 | 0.34 | 0.31 | 0.28 |
| NE | L | 0.04 | 0.04 | 0.03 | 0.02 | 0.02 | 0.23 | 0.41 | 0.51 | 0.51 | 0.45 | 0.39 | 0.36 | 0.33 | 0.31 | 0.28 | 0.26 | 0.23 | 0.19 | 0.15 | 0.12 | 0.10 | 0.08 | 0.06 | 0.05 |
| | M | 0.07 | 0.06 | 0.06 | 0.05 | 0.04 | 0.21 | 0.36 | 0.44 | 0.45 | 0.40 | 0.36 | 0.33 | 0.31 | 0.30 | 0.28 | 0.26 | 0.23 | 0.21 | 0.17 | 0.15 | 0.13 | 0.11 | 0.09 | 0.08 |
| | H | 0.09 | 0.08 | 0.08 | 0.07 | 0.07 | 0.23 | 0.37 | 0.44 | 0.44 | 0.39 | 0.34 | 0.31 | 0.29 | 0.27 | 0.26 | 0.24 | 0.22 | 0.20 | 0.16 | 0.14 | 0.13 | 0.12 | 0.11 | 0.10 |
| E | L | 0.04 | 0.04 | 0.03 | 0.02 | 0.02 | 0.19 | 0.37 | 0.51 | 0.57 | 0.57 | 0.51 | 0.42 | 0.36 | 0.32 | 0.29 | 0.25 | 0.22 | 0.19 | 0.14 | 0.12 | 0.09 | 0.08 | 0.06 | 0.05 |
| | M | 0.07 | 0.06 | 0.06 | 0.05 | 0.04 | 0.19 | 0.33 | 0.44 | 0.50 | 0.51 | 0.45 | 0.30 | 0.25 | 0.22 | 0.29 | 0.26 | 0.23 | 0.21 | 0.17 | 0.15 | 0.13 | 0.11 | 0.10 | 0.08 |
| | H | 0.09 | 0.09 | 0.08 | 0.08 | 0.07 | 0.21 | 0.34 | 0.45 | 0.50 | 0.49 | 0.43 | 0.36 | 0.32 | 0.29 | 0.26 | 0.24 | 0.22 | 0.19 | 0.17 | 0.15 | 0.13 | 0.12 | 0.11 | 0.10 |
| SE | L | 0.05 | 0.04 | 0.04 | 0.03 | 0.02 | 0.13 | 0.28 | 0.43 | 0.55 | 0.62 | 0.63 | 0.57 | 0.48 | 0.42 | 0.37 | 0.33 | 0.28 | 0.24 | 0.19 | 0.15 | 0.12 | 0.10 | 0.08 | 0.07 |
| | M | 0.09 | 0.08 | 0.07 | 0.06 | 0.05 | 0.14 | 0.26 | 0.38 | 0.48 | 0.54 | 0.55 | 0.51 | 0.45 | 0.40 | 0.36 | 0.33 | 0.29 | 0.25 | 0.21 | 0.18 | 0.16 | 0.14 | 0.12 | 0.10 |
| | H | 0.11 | 0.10 | 0.10 | 0.09 | 0.08 | 0.17 | 0.28 | 0.40 | 0.49 | 0.53 | 0.53 | 0.48 | 0.41 | 0.36 | 0.33 | 0.30 | 0.27 | 0.24 | 0.20 | 0.18 | 0.16 | 0.14 | 0.13 | 0.12 |
| S | L | 0.08 | 0.07 | 0.05 | 0.04 | 0.04 | 0.06 | 0.09 | 0.14 | 0.22 | 0.34 | 0.48 | 0.59 | 0.65 | 0.65 | 0.59 | 0.50 | 0.43 | 0.36 | 0.28 | 0.22 | 0.18 | 0.15 | 0.12 | 0.10 |
| | M | 0.12 | 0.11 | 0.09 | 0.08 | 0.07 | 0.08 | 0.11 | 0.14 | 0.21 | 0.31 | 0.42 | 0.52 | 0.57 | 0.58 | 0.53 | 0.47 | 0.41 | 0.36 | 0.29 | 0.25 | 0.21 | 0.18 | 0.16 | 0.14 |
| | H | 0.13 | 0.12 | 0.12 | 0.11 | 0.10 | 0.12 | 0.14 | 0.17 | 0.24 | 0.33 | 0.43 | 0.51 | 0.56 | 0.55 | 0.50 | 0.43 | 0.38 | 0.32 | 0.26 | 0.22 | 0.20 | 0.18 | 0.16 | 0.15 |
| SW | L | 0.12 | 0.10 | 0.08 | 0.06 | 0.05 | 0.06 | 0.08 | 0.10 | 0.12 | 0.14 | 0.16 | 0.24 | 0.36 | 0.49 | 0.60 | 0.66 | 0.66 | 0.58 | 0.43 | 0.33 | 0.27 | 0.22 | 0.18 | 0.14 |
| | M | 0.15 | 0.13 | 0.12 | 0.10 | 0.09 | 0.09 | 0.10 | 0.12 | 0.13 | 0.15 | 0.17 | 0.23 | 0.33 | 0.44 | 0.53 | 0.58 | 0.59 | 0.53 | 0.41 | 0.33 | 0.28 | 0.24 | 0.21 | 0.18 |
| | H | 0.15 | 0.14 | 0.13 | 0.12 | 0.11 | 0.12 | 0.13 | 0.14 | 0.16 | 0.17 | 0.19 | 0.25 | 0.34 | 0.44 | 0.52 | 0.56 | 0.56 | 0.49 | 0.37 | 0.30 | 0.25 | 0.21 | 0.19 | 0.17 |
| W | L | 0.12 | 0.10 | 0.08 | 0.07 | 0.05 | 0.06 | 0.07 | 0.08 | 0.10 | 0.11 | 0.13 | 0.14 | 0.20 | 0.32 | 0.45 | 0.57 | 0.64 | 0.61 | 0.44 | 0.34 | 0.27 | 0.22 | 0.18 | 0.14 |
| | M | 0.15 | 0.13 | 0.11 | 0.10 | 0.08 | 0.08 | 0.09 | 0.10 | 0.11 | 0.12 | 0.13 | 0.14 | 0.19 | 0.29 | 0.40 | 0.50 | 0.56 | 0.55 | 0.41 | 0.33 | 0.27 | 0.23 | 0.20 | 0.17 |
| | H | 0.14 | 0.13 | 0.12 | 0.11 | 0.10 | 0.11 | 0.12 | 0.13 | 0.13 | 0.14 | 0.15 | 0.16 | 0.21 | 0.30 | 0.40 | 0.49 | 0.54 | 0.52 | 0.38 | 0.30 | 0.24 | 0.21 | 0.18 | 0.16 |
| NW | L | 0.11 | 0.09 | 0.08 | 0.06 | 0.05 | 0.06 | 0.08 | 0.10 | 0.12 | 0.14 | 0.16 | 0.17 | 0.19 | 0.23 | 0.33 | 0.47 | 0.59 | 0.60 | 0.43 | 0.33 | 0.26 | 0.21 | 0.17 | 0.14 |
| | M | 0.14 | 0.12 | 0.11 | 0.09 | 0.08 | 0.09 | 0.10 | 0.11 | 0.13 | 0.14 | 0.16 | 0.17 | 0.18 | 0.21 | 0.30 | 0.42 | 0.51 | 0.53 | 0.39 | 0.32 | 0.26 | 0.22 | 0.19 | 0.16 |
| | H | 0.14 | 0.12 | 0.11 | 0.11 | 0.10 | 0.11 | 0.12 | 0.13 | 0.15 | 0.16 | 0.18 | 0.19 | 0.19 | 0.22 | 0.30 | 0.41 | 0.50 | 0.51 | 0.36 | 0.29 | 0.23 | 0.20 | 0.17 | 0.15 |
| HORA | L | 0.11 | 0.09 | 0.07 | 0.06 | 0.05 | 0.07 | 0.14 | 0.24 | 0.36 | 0.48 | 0.58 | 0.66 | 0.72 | 0.74 | 0.73 | 0.67 | 0.59 | 0.47 | 0.37 | 0.30 | 0.24 | 0.19 | 0.16 | 0.13 |
| | M | 0.16 | 0.14 | 0.12 | 0.11 | 0.09 | 0.11 | 0.16 | 0.24 | 0.33 | 0.43 | 0.52 | 0.59 | 0.64 | 0.67 | 0.66 | 0.62 | 0.55 | 0.47 | 0.38 | 0.32 | 0.28 | 0.24 | 0.21 | 0.18 |
| | H | 0.17 | 0.16 | 0.15 | 0.14 | 0.13 | 0.15 | 0.20 | 0.27 | 0.36 | 0.45 | 0.52 | 0.59 | 0.62 | 0.64 | 0.62 | 0.58 | 0.51 | 0.42 | 0.35 | 0.29 | 0.26 | 0.23 | 0.21 | 0.19 |

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

TABLA 8 FACTORES DE CARGA EN VIDRIOS SIN SOMBREADO INTERIOR. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



| | Tipo de vidrio | Espesor nominal de cada vidrio claro ^a | Transmisión solar ^b | Sin sombreado interior $h_o = 4.0$ | Tipo de sombreado interior | | | | |
|-----------------------------|-----------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|----------------------------|-------|-----------------------|-------|--------------|
| | | | | | Persianas venecianas | | Persianas enrollables | | |
| | | | | | Medio | Claro | Opacas | Claro | Translúcidas |
| VIDRIO SENCILLO | Sencillo Claro | 3/32 a 1/4 | 0.87-0.89 | 1.00 | | | | | |
| | Claro | 1/4 a 1/2 | 0.80-0.71 | 0.94 | | | | | |
| | Claro | 3/8 | 0.72 | 0.89 | 0.64 | 0.55 | 0.59 | 0.25 | 0.39 |
| | Claro | 1/2 | 0.67 | 0.87 | | | | | |
| | Claro con figuras Absorbente de calor, con figuras ^c | 1/8 a 9/32 | 0.87-0.79 | 0.83 | | | | | |
| | Absorbente de calor, con figuras ^c | 1/8 | | 0.83 | | | | | |
| | Absorbente de calor ^c | 3/16 a 1/4 | 0.46 | 0.69 | | | | | |
| | Absorbente de calor, con figuras | 3/16 a 1/4 | | 0.69 | 0.57 | 0.53 | 0.45 | 0.30 | 0.36 |
| | Coloreado | 1/8 a 7/32 | 0.59-0.45 | 0.69 | | | | | |
| | Absorbente de calor, o con figuras | | 0.44-0.30 | 0.60 | 0.54 | 0.52 | 0.40 | 0.28 | 0.32 |
| VIDRIO AISLANTE | Absorbente de calor ^c | 3/8 | 0.34 | 0.60 | | | | | |
| | Absorbente de calor, o con figuras | 1/2 | 0.44-0.30 | 0.53 | 0.42 | 0.40 | 0.36 | 0.28 | 0.31 |
| | Vidrio recubierto reflector | | | 0.30 | 0.25 | 0.23 | | | |
| | | | | 0.40 | 0.33 | 0.29 | | | |
| | | | | 0.50 | 0.42 | 0.38 | | | |
| | | | | 0.60 | 0.50 | 0.44 | | | |
| | Doble ^d | | | | | | | | |
| | Claro afuera | 3/32, 1/8 | 0.71* | 0.88 | 0.57 | 0.51 | 0.60 | 0.25 | 0.37 |
| | Claro adentro | | | | | | | | |
| | Claro afuera | 1/4 | 0.61* | 0.81 | | | | | |
| Claro adentro | | | | | | | | | |
| Absorbente de calor afuera | 1/4 | 0.36* | 0.55 | | | | | | |
| Claro adentro | | | | 0.39 | 0.36 | 0.40 | 0.22 | 0.30 | |
| Vidrio recubierto reflector | | | | 0.19 | 0.18 | | | | |
| | | | | 0.30 | 0.26 | | | | |
| | | | | 0.40 | 0.33 | | | | |
| Triple | Claro | 1/4 | | 0.71 | | | | | |
| | Claro | 1/8 | | 0.80 | | | | | |

TABLA 9 COEFICIENTE DE SOMBREADO EN VIDRIOS. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



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

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

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

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

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

^d Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h) Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals. ASHRAE Handbook & Product Directory.*

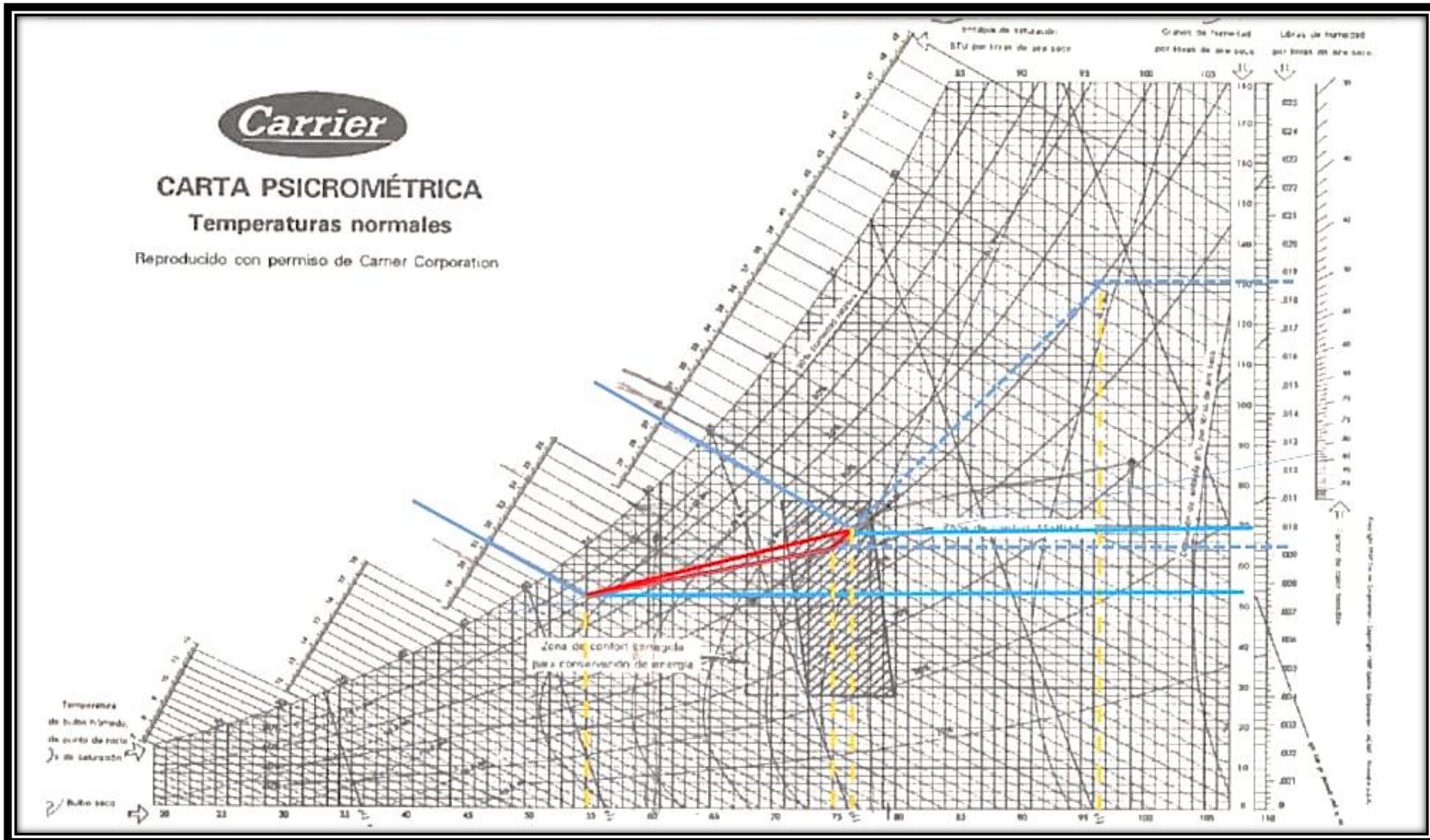
TABLA 10 TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)



TABLA 3.5. CAMBIOS DE AIRE POR HORA QUE SE PRESENTAN BAJO CONDICIONES PROMEDIO EN RESIDENCIAS, EXCLUYENDO EL AIRE DE VENTILACIÓN

| Tipo de recinto | Vidrio sencillo sin cinta hermética | Guardaventana o con cinta hermética |
|---------------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Sin ventanas ni puertas exteriores | 0.5 | 0.3 |
| Puertas o ventanas exteriores de un lado | 1 | 0.7 |
| Puertas o ventanas exteriores en dos lados | 1.5 | 1 |
| Ventanas o puertas exteriores en tres lados | 2 | 1.3 |
| Vestíbulos de entrada | 2 | 1.3 |

TABLA 11 CAMBIOS DE AIRE POR HORA EN RESIDENCIAS. EXTRAÍDO DE (fundamentals ASHRAE Handbook y Product Directory, Año 1985)





Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



Managua, 9 de febrero de 2021

Señores
EDWIN RODRÍGUEZ

Cotización N° 638739

Atención a: JORGE GARCÍA

Cel / Tel: 50578267576 / 00000000000000

Email:

09/02/2021
15:13:23
V202006-1

Presente

Por este medio sometemos a su consideración nuestra cotización de suministro de equipos, repuestos o insumos, según detalle:

| CÓDIGO | DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO | CANTIDAD | P UNIT USD | IMPORTE USD |
|------------|------------------------------------------------------------------------------|----------|------------|-------------|
| CIM09CD(I) | EVAPORADOR MINI 9KBTU 230/1/60 R-410A SEER 19 INVERTER COMFORTSTAR | 1.00 | \$100.00 | \$100.00 |
| CIM09CD(O) | CONDENSADOR MINI 9KBTU 230/1/60 R-410A SEER 19 INVERTER COMFORTSTAR | 1.00 | \$221.74 | \$221.74 |
| CPE24CD(I) | MANEJADORA MINI 24,000 BTU 230/1/60 FREON 410A SEER 16 INVERTER COMFORTSTAR | 1.00 | \$169.57 | \$169.57 |
| CPE24CD(O) | CONDENSADOR MINI 24,000 BTU 230/1/60 FREON 410A SEER 16 INVERTER COMFORTSTAR | 1.00 | \$378.26 | \$378.26 |
| MRR60-410 | CONDENSADOR 60KBTU 230/1/60 R-410A 18SEER INVERTER COMFORTSTAR | 2.00 | \$1,365.22 | \$2,730.44 |
| NEO60SCG | EVAPORADOR PISO/TECHO 60KBTU 230/1/60 R-22/R-410A COMFORTSTAR | 2.00 | \$373.91 | \$747.83 |

***SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES, ESTAMOS EXENTOS**

SUB TOTAL USD: \$ 4,347.83

* Tiempo de entrega: Inmediata.

* Validez de la oferta: 15 días.

* Forma de pago: CONTADO.

* Garantía de 1 año en equipos por desperfectos de fábrica.

* Precios con descuento aplican para Compras en Efectivo o Cheques Certificados.

* Producto Sujeto a Disponibilidad en Bodegas.

* Si realiza el pago en córdobas utilizar la tasa oficial de cambio emitida por el Banco Central de Nicaragua el día que se efectúe el pago. (Ley monetaria vigente, Art. 16).

IVA USD: \$ 652.17

TOTAL: \$ 5,000.00

Agradeciendo su atención y esperando que nuestra cotización sea conveniente a sus intereses, aprovechamos la ocasión para saludarlo.

Atentamente.

Luis Garcia
Ejecutivo de Ventas

Aceptado Cliente

Sello

RUC: J0310000211876

Emitir Cheque a Nombre de Clima Global S.A.

Barrio San Luis Sur, Del Puente Larreynaga 1 C. al Oeste y 1 1/2 C. al Norte, Managua, Nicaragua Tel. (505) 2298-5555, Fax. (505) 2298-5543

V2 19032020

Email: info@frioaire.com www.frioaire.com

PROFORMA COTIZACIÓN PROVEEDOR FRIOAIRE (TECNOLOGIA INVERTER)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



Managua, 11 de febrero de 2021

Señores
EDWIN RODRIGUEZ

Cotización N° 639349

Atención a: EDWIN RODRIGUEZ

Cel / Tel: 50578267576 / 00000000000000

Email:

11/02/2021
07:31:31
V202006-1

Presente

Por este medio sometemos a su consideración nuestra cotización de suministro de equipos, repuestos o insumos, según detalle:

| <u>CÓDIGO</u> | <u>DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO</u> | <u>CANTIDAD</u> | <u>P UNIT USD</u> | <u>IMPORTE USD</u> |
|---------------|------------------------------------------------------------------------|-----------------|-------------------|--------------------|
| CCU60-410-S | CONDENSADOR 60KBTU 230/1/60 R-410A SEER 13 COMFORTSTAR | 2.00 | \$798.26 | \$1,596.52 |
| CSA24CD(I) | MANEJADORA MINI 24,000 BTU 230/1/60 FREON 410A SEER 13 COMFORTSTAR | 1.00 | \$127.83 | \$127.83 |
| CSA24CD(O) | CONDENSADOR MINI 24,000 BTU 230/1/60 FREON 410A SEER 13 COMFORTSTAR | 1.00 | \$285.22 | \$285.22 |
| NEO60SC-S | EVAPORADOR PISO/TECHO 60KBTU 230/1/60 R-22/R-410A COMFORTSTAR | 2.00 | \$365.22 | \$730.44 |

| | | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|--------------------|
| *SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES, ESTAMOS EXENTOS | SUB TOTAL USD: | \$ 2,740.00 |
| * Tiempo de entrega: Inmediata. | IVA USD: | \$ 411.00 |
| * Validez de la oferta: 15 días. | TOTAL: | \$ 3,151.00 |
| * Forma de pago: CONTADO. | | |
| * Garantía de 1 año en equipos por desperfectos de fábrica. | | |
| * Precios con descuento aplican para Compras en Efectivo o Cheques Certificados. | | |
| * Producto Sujeto a Disponibilidad en Bodegas. | | |
| * Si realiza el pago en córdobas utilizar la tasa oficial de cambio emitida por el Banco Central de Nicaragua el día que se efectúe el pago. (Ley monetaria vigente, Art. 16). | | |

Agradecemos su atención y esperando que nuestra cotización sea conveniente a sus intereses, aprovechamos la ocasión para saludarlo.

Atentamente.

Luis Garcia
Ejecutivo de Ventas

Aceptado Cliente

Sello

RUC: J0310000211876
Emitir Cheque a Nombre de Clima Global S.A.

Barrio San Luis Sur, Del Puente Larreynaga 1 C. al Oeste y 1 1/2 C. al Norte, Managua, Nicaragua Tel. (505) 2298-5555, Fax. (505) 2298-5543

Email: info@frioaire.com www.frioaire.com

V2 19032020

PROFORMA COTIZACIÓN PROVEEDOR FRIOAIRE (TECNOLOGIA ESTANDAR)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



ALASKA COOL, S.A.
MAS QUE UNA SOLUCION.

Factura Proforma

RUC No. J0310000252904
Direccion: Praderas del Doral,
Entrada principal, 5 cuadras al sur, 2 c al este.
Telf. 2224-3811 / 8812-8436

| | |
|-----------------|----------------------------------|
| Cliente: | <u>Edwin Rodriguez Hernandez</u> |
| Representante: | <u>El mismo</u> |
| Proyecto: | _____ |
| Email: | _____ |
| Teléfono / Fax: | <u>7637-6140</u> |
| Moneda: | <u>Dolares</u> |

| | |
|---------------------|--------------------------------------|
| Vendedor: | <u>Engel Castillo R.</u> |
| Telefono | <u>8755-9116</u> |
| Email: | <u>gerencia.alaskacool@gmail.com</u> |
| Validez (días) | <u>30 días</u> |
| Forma de pago | <u>100% contra entrega.</u> |
| Tiempo de Entrega | <u>inmediato</u> |
| Duración / trabajos | <u>1 Día.</u> |

Fecha: 04 de febrero 2021

| Cantidad | Descripción | Prc. Unitario | Total U\$ |
|------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|-------------------|
| 2 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 60,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$1,899.00 | \$3,798.00 |
| | | | |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 36,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$1,355.00 | \$1,355.00 |
| | | | |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 12,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$330.00 | \$330.00 |
| 4 | Suministro e instalacion de protector de voltaje digital monofasico. | \$60.00 | \$240.00 |
| Sub total | | | \$5,723.00 |
| 15% IVA | | | \$858.45 |
| Total | | | \$6,581.45 |



Favor emitir cheque a nombre de: Alaska Cool, S.A.
Retener el 2% correspondiente al IR.

Garantía: 1 Años en todos los componentes.

Forma de Pago: 0.00% Adelanto 0.00% Contra entrega. 100% Avaluos por avance de obras.

Crédito de: _____ 15 días a _____

Observación: Elaborar

Alaska Cool no se hace responsable por atrasos generados por las obras civiles y/o Eléctricas.

Elaborado Por: Engel Castillo R.

Autorizado por: _____
Nombre y Firma del Cliente

PROFORMA COTIZACIÓN PROVEEDOR ALASKA COOL, S.A (TECNOLOGIA INVERTER)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



ALASKA COOL, S.A.
MAS QUE UNA SOLUCION.

Factura Proforma

RUC No. J0310000252904
Direccion: Praderas del Doral,
Entrada principal, 5 cuadras al sur, 2 c al este.
Telf. 2224-3811 / 8812-8436

| | |
|-----------------|----------------------------------|
| Cliente: | <u>Edwin Rodriguez Hernandez</u> |
| Representante: | <u>El mismo</u> |
| Proyecto: | _____ |
| Email: | _____ |
| Teléfono / Fax: | <u>7637-6140</u> |
| Moneda: | <u>Dolares</u> |

| | |
|---------------------|--------------------------------------|
| Vendedor: | <u>Engel Castillo R.</u> |
| Telefono | <u>8755-9116</u> |
| Email: | <u>gerencia.alaskacool@gmail.com</u> |
| Validez (días) | <u>30 dias</u> |
| Forma de pago | <u>100% contra entrega.</u> |
| Tiempo de Entrega | <u>inmediato</u> |
| Duración / trabajos | <u>1 Día.</u> |

Fecha: 04 de febrero 2021

| Cantidad | Descripción | Prc. Unitario | Total US\$ |
|----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-------------------|
| 2 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 60,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 13 Seer, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$1,170.00 | \$2,340.00 |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 36,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 13 Seer, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$785.00 | \$785.00 |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 12,000 BTU, Marca COMFORTSTAR, Alta Eficiencia Energetica 13 Seer, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$230.00 | \$230.00 |
| 4 | Suministro e instalacion de protector de voltaje digital monofasico. | \$60.00 | \$240.00 |
| | | Sub total | \$3,595.00 |
| | | 15% IVA | \$539.25 |
| | | Total | \$4,134.25 |



Favor emitir cheque a nombre de: Alaska Cool, S.A.
Retener el 2% correspondiente al IR.

Garantía: 1 Años en todos los componentes.

Forma de Pago: 0.00% Adelanto 0.00% Contra entrega. 100% Avaluos por avance de obras.

Crédito de: _____ 15 días a _____

Observación: Elaborar

Alaska Cool no se hace responsable por atrasos generados por las obras civiles y/o Eléctricas.

| | | |
|-------------------------------------|--|---------------------------------------------------------|
| Elaborado Por: Engel Castillo R. | | Autorizado por: _____ Nombre y Firma del Cliente |
|-------------------------------------|--|---------------------------------------------------------|

PROFORMA COTIZACIÓN PROVEEDOR ALASKA COOL, S.A (TECNOLOGIA ESTANDAR)



Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



ALASKA COOL, S.A.
MAS QUE UNA SOLUCION

Factura Proforma

RUC No. J0310000252904
Direccion: Praderas del Doral,
Entrada principal, 5 cuadras al sur, 2 c al este.
Telf. 2224-3811 / 8812-8436

| | |
|-----------------|----------------------------------|
| Cliente: | Edwin Rodriguez Hernandez |
| Representante: | El mismo |
| Proyecto: | |
| Email: | |
| Teléfono / Fax: | 7637-6140 |
| Moneda: | Dolares |

| | |
|----------------------|-------------------------------|
| Vendedor: | Engel Castillo R. |
| Telefono: | 8755-9116 |
| Email: | gerencia.alaskacool@gmail.com |
| Validez (días): | 30 dias |
| Forma de pago: | 100% contra entrega. |
| Tiempo de Entrega: | inmediato |
| Duración / trabajos: | 1 Día. |

Fecha: **10 de febrero 2021**

| Cantidad | Descripción | Prc. Unitario | Total U\$ |
|------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|-------------------|
| 2 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 60,000 BTU, Marca COMFORTSTAR , Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$1,899.00 | \$3,798.00 |
| | | | |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 36,000 BTU, Marca COMFORTSTAR , Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$1,355.00 | \$1,355.00 |
| | | | |
| 1 | Suministro de Unidad de Aire Acondicionado split tipo Piso techo, con capacidad de enfriamiento 12,000 BTU, Marca COMFORTSTAR , Alta Eficiencia Energetica 18 Seer, compresor Tecnologia INVERTER, Refrigerante Ecologico R-410a, voltaje: 208-230/1/60hz. | \$330.00 | \$330.00 |
| 3 | Suministro e instalacion de materiales y mano de obra para la instalacion de unidades piso techo a una distancia maxima de 15 pies entre evaporador y condensador. | \$250.00 | \$750.00 |
| 1 | Suministro e instalacion de materiales y mano de obra para la instalacion de unidades pared a una distancia maxima de 15 pies entre evaporador y condensador. | \$100.00 | \$100.00 |
| 4 | Suministro e instalacion de protector de voltaje digital monofasico. | \$60.00 | \$240.00 |
| Sub total | | | \$6,573.00 |
| 15% IVA | | | \$985.95 |
| Total | | | \$7,558.95 |



Favor emitir cheque a nombre de: Alaska Cool, S.A.
Retener el 2% correspondiente al IR.

Garantía: **2 Años en compresor y un año en todos los componentes del equipo.**

Forma de Pago: 0.00% Adelanto 0.00% Contra entrega. 100% **Avaluos por avance de obras.**

Crédito de: _____ 15 días a _____

Observación: Elaborar

Alaska Cool no se hace responsable por atrasos generados por las obras civiles y/o Eléctricas.

Elaborado Por:
Engel Castillo R.

Autorizado por: _____
Nombre y Firma del Cliente

PROFORMA COTIZACIÓN PROVEEDOR ALASKA COOL, S.A (COSTO DE INSTALACION)



INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ENERGÍA
ENTE REGULADOR

TARIFAS ACTUALIZADAS A ENTRAR EN VIGENCIA EL 1 DE FEBRERO 2021
AUTORIZADAS PARA LAS DISTRIBUIDORAS DISNORTE Y DISSUR

| BAJA TENSION (120,240 y 480 V) | | | | | |
|--------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|------------------------------------------------|-------------------|-----------------------|
| TIPO DE TARIFA | APLICACIÓN | TARIFA | | CARGO POR | |
| | | CÓDIGO | DESCRIPCIÓN | ENERGÍA (C\$/kWh) | POTENCIA (C\$/kW-mes) |
| RESIDENCIAL | Exclusivo para uso de casas de habitación urbanas y rurales | T-0 | Primeros 25 kWh | 2.3663 | |
| | | | Siguientes 25 kWh | 5.6602 | |
| | | | Siguientes 50 kWh | 5.9345 | |
| | | | Siguientes 50 kWh | 7.8882 | |
| | | | Siguientes 350 kWh | 8.0028 | |
| | | | Siguientes 500 kWh | 12.7110 | |
| GENERAL MENOR | Carga contratada hasta 25 kW para uso general (Establecimientos Comerciales, Oficinas Públicas y Privadas, Centros de Salud, Centros de Recreación, etc.) | T-1 | TARIFA MONOMIA | | |
| | | | 0-150 kWh | 5.3308 | |
| | | T-1A | > 150 kWh | 8.3207 | |
| | | | TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| GENERAL MAYOR | Carga contratada mayor de 25 kW para uso general (Establecimientos Comerciales, Oficinas Públicas y Privadas, Centros de Salud, Hospitales, etc.) | T-2 | TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| | | | Todos los kWh | 6.2372 | |
| INDUSTRIAL MENOR | Carga contratada hasta 25 kW para uso industrial (Talleres, fábricas, etc.) | T-3 | TARIFA MONOMIA | | |
| | | | Todos los kWh | 7.2672 | |
| | | T-3A | TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| INDUSTRIAL MEDIANA | Carga contratada mayor de 25 kW y hasta 200 kW para uso industrial (Talleres, Fábricas, etc.) | T-4 | Todos los kWh | 5.6516 | |
| | | | kW de Demanda Máxima | | 673.6940 |
| INDUSTRIAL MAYOR | Carga contratada mayor de 200 kW para uso Industrial (Talleres, Fábricas, etc) | T-5 | TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| | | | Todos los kWh | 5.8356 | |
| IRRIGACIÓN | Para irrigación de campos agrícolas | T-6 | TARIFA MONOMIA | | |
| | | | Todos los kWh | 6.3816 | |
| | | T-6A | TARIFA BINOMIA SIN MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| | | | Todos los kWh | 4.6851 | |
| | | T-6B | TARIFA BINOMIA CON MEDICIÓN HORARIA ESTACIONAL | | |
| | | | Verano Punta | 6.1273 | |
| Invierno Punta | 5.9282 | | | | |
| Verano Fuera de Punta | 4.5341 | | | | |
| Invierno Fuera de Punta | 4.4650 | | | | |
| Verano Punta | | 1,030.3252 | | | |
| Invierno Punta | | 643.5296 | | | |
| Verano Fuera de Punta | | 0.0000 | | | |
| Invierno Fuera de Punta | | 0.0000 | | | |

PLIEGO TARIFARIO BRIDADO POR EL INE



FOTO FRONTAL DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES



FOTO AREA DE RECEPCIÓN DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES

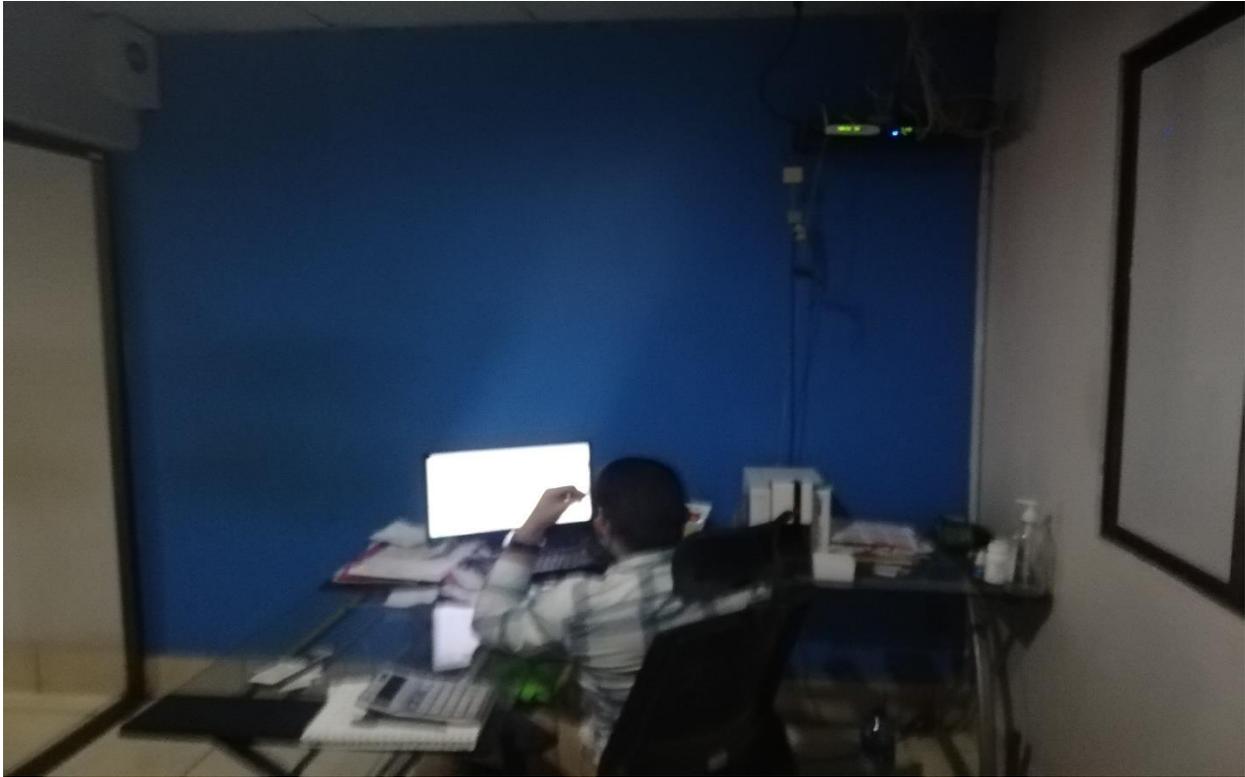


FOTO AREA DE GERENCIA DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES



FOTO AREA DE IMPRESIÓN A GRAN FORMATO DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES



FOTO TERMI-HIGROMETRO EXTECH BRINDADO PO



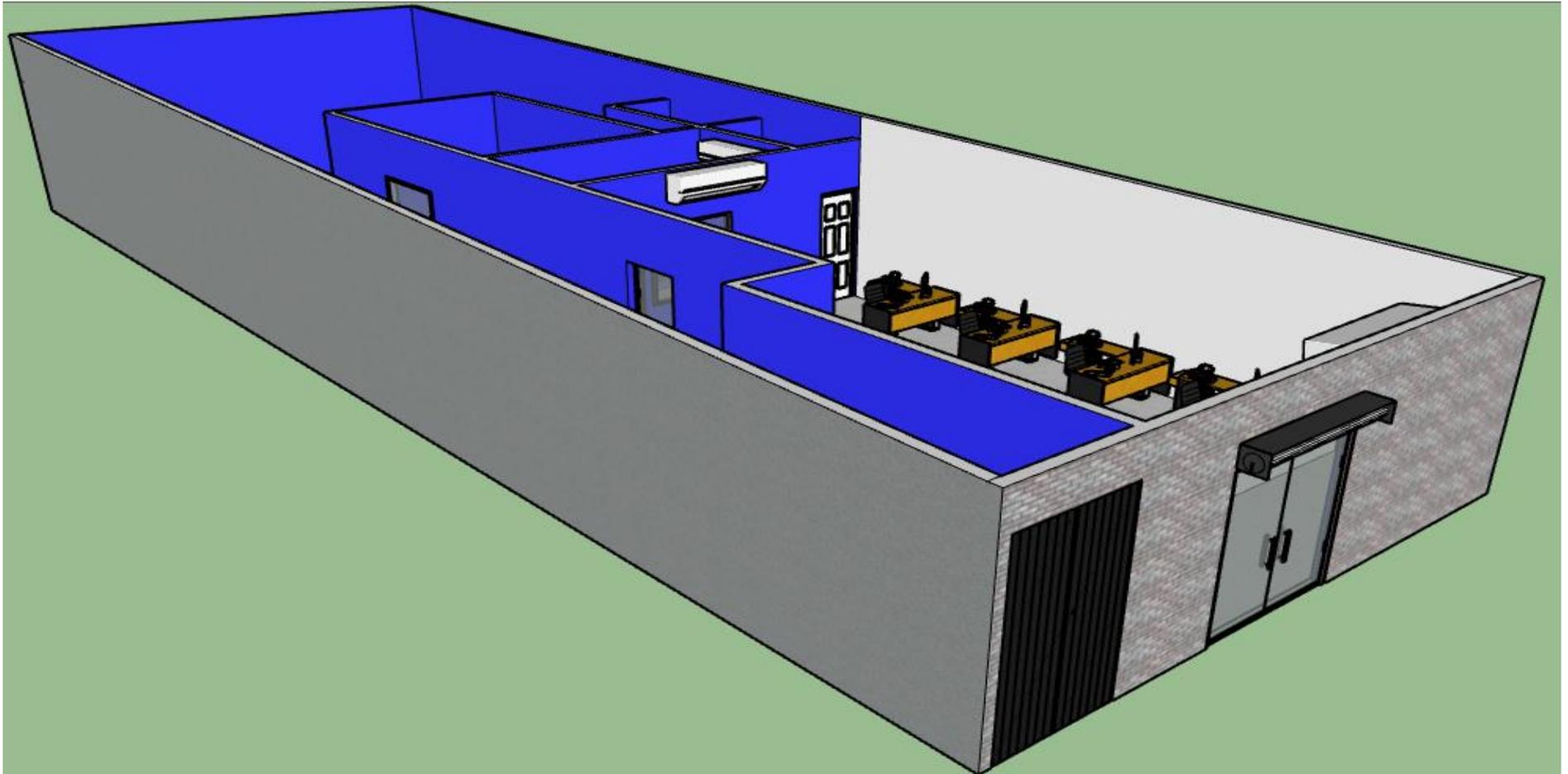
3D DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES ELABORADO EN (SKETCHUP)

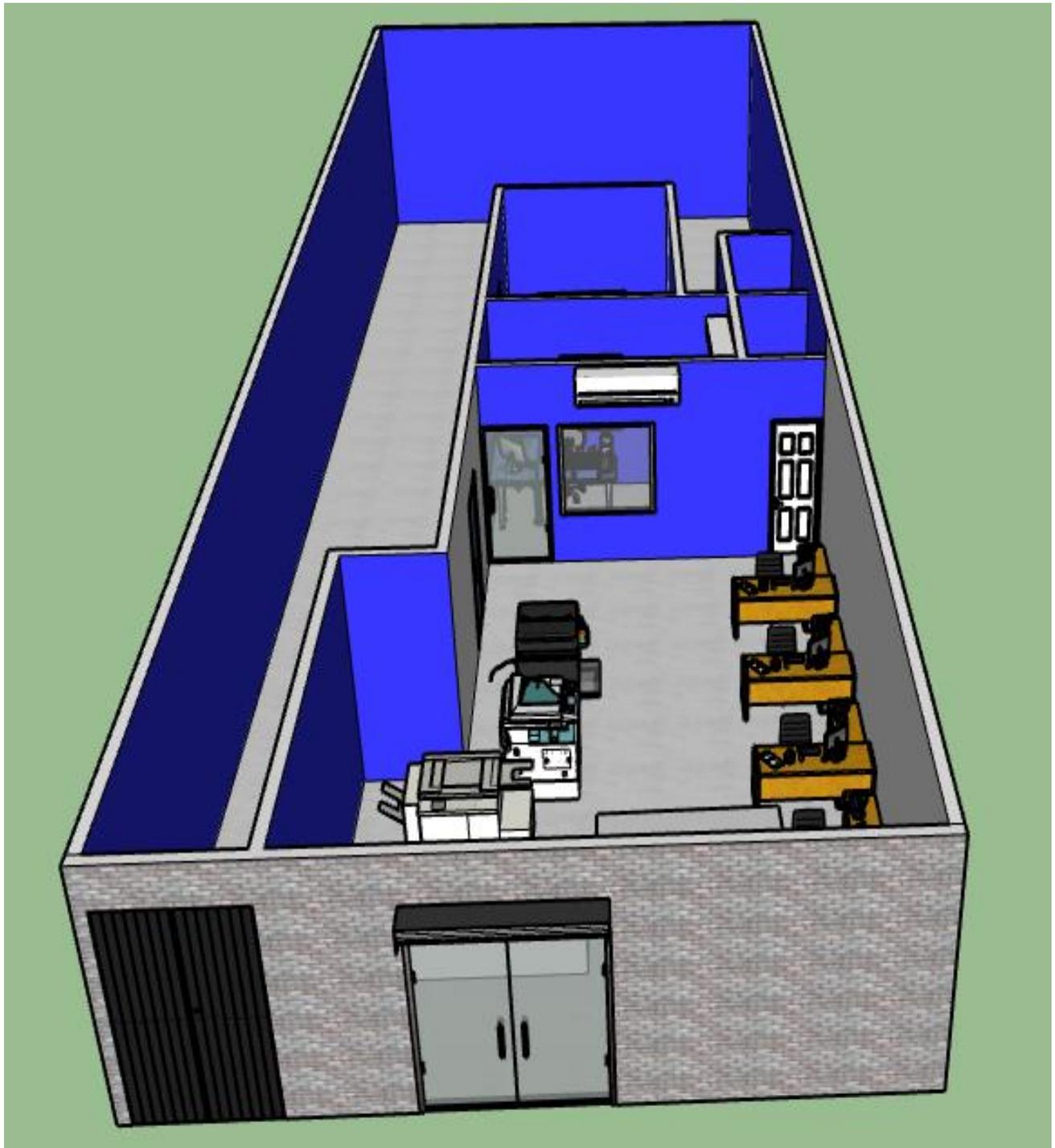














Diseño de un Sistema de Acondicionamiento de aire en la empresa IMPRESOS DIGITALES



PLANO ARQUITECTONICOS DE LA EMPRESA IMPRESOS DIGITALES

