



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PEDRO ARAUZ PALACIOS
UNI-RUPAP
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA
INGENIERIA MECANICA**

TITULO

“Diseño de un sistema de climatización en las instalaciones de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A.”

AUTORES

Br. Juan Benito Moreno Somarriba

Br. Allan Enrique González Ramos

Br. Roger Antonio Tórrez Rodríguez

TUTOR

Msc. Lester Artola Chavarría.

Managua, 2 de Octubre de 2019



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

DECANATURA

Managua, 29 de agosto del 2018

Brs. Juan Benito Moreno Somarriba
Allan Enrique González Ramos
Róger Antonio Tórrez Rodríguez

Por este medio hago constar que el protocolo de su trabajo monográfico titulado "Diseño de un sistema de climatización en las instalaciones de la empresa **Cero Grados Nicaragua S A.**", para obtener el título de **Ingeniero Mecánico** y que contará con el **MSc. Lester Antonio Artola Chavarria** como tutor, ha sido aprobado por esta Decanatura.

Cordialmente,


MSc. Lester Antonio Artola Chavarria
Decano



C/c Archivo
DCH/ant

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942



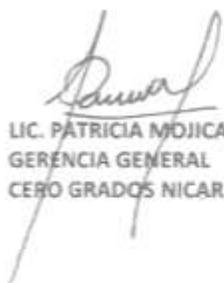
CONSTANCIA

A QUIEN CONCIERNE:

A TRAVÉS DE LA PRESENTE HACEMOS CONSTAR QUE LOS BACHILLERES: JUAN BENITO MORENO SOMARRIBA CON CARNET # 2009-30065, ALLAN ENRIQUE GONZÁLEZ RAMOS CON CARNET #2009-29625 Y ROGER ANTONIO TORREZ RODRÍGUEZ CON CARNET #2009-29489. ESTUDIANTES EGRESADOS DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA UNI-RUPAP / FACULTAD TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA, SE LES BRINDO EL CONSENTIMIENTO DE REALIZAR SU TRABAJO DE MONOGRAFÍA CON EL TÍTULO: "DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACION EN LAS INSTALACIONES DE LA EMPRESA CERO GRADOS NICARAGUA S.A" Y ESTÁN ACTIVAMENTE VISITANDO LA EMPRESA CERO GRADOS NICARAGUA S.A DE MANAGUA.

SATISFECHOS CON EL DESEMPEÑO DE DICHO JÓVENES EXTENDEMOS LA PRESENTE PARA LOS FINES QUE LOS INTERESADOS ESTIMEN CONVENIENTE.

DADO EN LA CIUDAD DE MANAGUA A LOS QUINCE DIAS DEL MES DE MARZO DE AÑO DOS MIL DIECIOCHO.


LIC. PATRICIA MOJICA LOPEZ
GERENCIA GENERAL
CERO GRADOS NICARAGUA S.A



CERO GRADOS NICARAGUA S.A.

Dirección: Edificio Armando Guido 1/2 cuadra sur.

No RUC: J0310000323674

* Teléfono N° (505) 2250-8355/82598911

E-mail: Mojica.patricia@cerogradostenicaragua.com

Managua - Nicaragua



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

Lider en Ciencia y Tecnología

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

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

MORENO SOMARRIBA JUAN BENITO

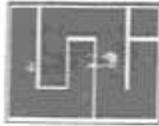
Carne: **2009-30065** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECANICA**.

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

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





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

Lider en Ciencia y Tecnología

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

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

GONZÁLEZ RAMOS ALLAN ENRIQUE

Carne: **2009-29625** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** 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 agosto del año dos mil dieciocho.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





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

Lider en Ciencia y Tecnología

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

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

TÓRREZ RODRÍGUEZ RÓGER ANTONIO

Carne: **2009-29489** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** 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 cinco días del mes de septiembre del año dos mil dieciocho.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad



DEDICATORIA

Juan Benito Moreno Somarriba

En primer lugar y ante todo agradezco a mi madre Josefa Somarriba, quien ha sido mi apoyo durante toda mi vida, a ella quien se esforzó cada día para poder darme un futuro mejor y que pudiese alcanzar mis metas dedico este trabajo y el logro de mi carrera como Ingeniero mecánico a ella mi amada.

A mi hermana, María Chevez, quien ha sido más que una hermana, una segunda madre, te dedico esta tesis y te agradezco de corazón todo el apoyo recibido de tu parte.

A mi Hijo, Mathias Stalin, que espero que cuando tenga edad de leer esta tesis, tenga conocimiento de lo importante que es en mi vida y que ha sido una inspiración más para poder culminar este largo y arduo camino de mi carrera universitaria.

Allan Enrique Ramos

Dedico el presente trabajo primera mente a Dios, luego a mi madre quien, aunque estuvo lejos todo este tiempo, siempre fue mi inspiración, de igual manera a mi Esposa Adriana y mi Hijo Diego, quien es la luz de mi vida.

Roger Torrez Rodríguez

Esta monografía se la dedico primeramente a Dios, ya que día a día me guía con su luz, seguido a mis padres y esposa ya que sin ninguno de ellos esta meta nunca podría haber sido posible.

Sobre todo, a mis padres que siempre me dieron el apoyo incondicional, me educaron, regañaron, impartieron valores para que hoy en día sea un profesional, siempre estuvieron y sé que estarán ahí cuando lo necesite.

Además, a todas las personas que de una u otra manera me apoyaron durante mi carrera.

Resumen

Este estudio monográfico se realizó para proponer un diseño de climatización en la empresa Cero Grados Nicaragua S. A., Ubicada en Barrio San Luis, en el año 2018, para lograr la temperatura que necesita el cuerpo humano para poder realizar sus actividades laborales.

En este estudio brinda información de la Empresa en mención ya que muestra los planos estructurales y arquitectónicos, y apoyada de esta información realizamos el cálculo de carga de térmico total de las áreas que serán utilizadas, de igual manera seleccionamos las unidades de aire acondicionado adecuadas para cada área lo que traerá un ahorro energético por estar correctamente seleccionadas.

Con el presente trabajo otorgamos una herramienta detallada del paso a paso a seguir para poder diseñar correctamente un sistema de climatización moderno y eficiente.

INDICE DE CONTENIDO

I. Introducción	1
II. Antecedentes	2
III. Justificación	3
IV. Objetivos	4
4.1) Objetivo General	4
4.2) Objetivos específicos	4
V. Generalidades de la climatización	5
5.1) Introducción	5
5.2) Ciclo de refrigeración	6
5.3) Refrigerantes	8
5.4) Diagrama de Mollier	11
5.5) Psicrometría	14
5.6) Estimación de cargas térmicas	16
5.7) Método de la diferencia de temperatura de carga de enfriamiento.	19
5.7.1) Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura exterior	21
5.7.2) Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura interior.	23
5.7.3) Ganancia de Calor Radiación solar a través de vidrios.	23
5.7.4) Alumbrado.....	24
5.7.5) Personas.....	24
5.7.6) Equipos.....	25
5.7.7) Infiltración.....	25
5.7.8) Transferencia de calor a los alrededores	26
5.8) Ecuaciones necesarias para el cálculo de carga térmica por recinto.	26
5.9) Sistemas de aire acondicionado.	27
5.9.1) Clasificación según el tipo de fluido que se introduce en el local.	27
5.9.2) Clasificación según la centralización o dispersión de los equipos que componen la instalación de frío:.....	29
5.9.3) Clasificación en base a la forma de la unidad que acondiciona el aire.....	29

5.9.4) Clasificación según la velocidad del aire (sólo para los sistemas de aire).....	30
VI. Memoria de calculo de carga termica del edificio de cero grados nicaragua.....	31
6.1) Información General de Empresa Cero Grados Nicaragua S.A.	31
6.2) Orientación Geográfica.....	32
6.3) Parámetros de Diseño	32
6.4) Ganancia de Calor por Conducción de calor a través de la estructura externas (Área: Gerente de Comercialización y Mercadeo).....	33
6.4.1) Ganancia de Calor a través del Techo.....	33
6.4.2) Ganancia de Calor atreves de Paredes	35
6.4.3) Ganancia de Calor por atreves de vidrios o ventanas	42
6.4.4) Ganancia de Calor a través del alumbrado	46
6.4.5) Ganancia de Calor por ocupantes	47
6.4.6) Ganancia de Calor debido a equipos eléctricos	48
6.4.7) Transferencia de calor de los alrededores	49
6.4.8) Ganancia de calor por infiltración.....	50
6.4.9) Factor de Seguridad.....	50
6.5) Carga térmica por áreas del Edificio para Oficinas propiedad de Cero Grados Nicaragua S.A.	51
VII. Selección de sistema de climatizacion	54
7.1) Generalidades del sistema VRF	54
7.2) Beneficios del sistema VRF.....	55
7.3) Selección de Unidades Interiores, Exteriores y Controles.....	56
7.3.1) Unidades Interiores	58
7.3.2) Unidades Exteriores	60
7.3.3) Mando y control.....	62
7.3.4) Esquema de Sistema de Climatización por Medio VRF.....	65
VIII. Conclusiones.....	67
IX. Bibliografía	68
X. Anexos	70

10.1)	Anexos 1. Datos Climáticos	70
10.2)	Anexos 2. Tablas empleadas para cálculo de carga térmica	76
10.3)	Anexos 3. Cálculo de Carga térmica de todas las Áreas a climatizar	85
10.4)	Anexos 4. Fichas Técnicas.....	133



I. INTRODUCCIÓN

La refrigeración como tal puede remontarse a cientos de años en el cual el hielo proporcionaba un efecto de enfriamiento, la refrigeración mecánica se ha convertido en un hecho practico a la industria para la preservación de alimentos, la producción química y en medicina, nace el proceso como tal lo conocemos actualmente controlando la temperatura y la humedad del ambiente, que se denomina comúnmente como acondicionamiento de aire.

La función principal de acondicionamiento de aire es mantener dentro de un espacio determinado el confort o bien las condiciones necesarias para conservación de un producto o para aun proceso de fabricación.

El uso de la refrigeración y aire acondicionado, cada día se va incrementado y encuentras nuevas y mejores aplicaciones; hace algunos años el uso de la refrigeración era la fabricación de hielo, ahora es esencial para la producción y distribución de alimentos, así como el vital funcionamiento de la industria alimenticia y química.

Con el aire acondicionado se vive en un ambiente más confortable y saludable ya evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente esto permite que los procesos industriales se efectúen de manera más eficiente siendo indispensable para la vida cotidiana del Ser Humano.



II. ANTECEDENTES

En 1842, Lord Kelvin inventó el principio del aire acondicionado. Con el objetivo de conseguir un ambiente agradable y sano, el científico creó un circuito frigorífico hermético basado en la absorción del calor a través de un gas refrigerante.

En 1902, el estadounidense Willis Haviland Carrier sentó las bases de la refrigeración moderna. En 1911, Carrier reveló su Fórmula Racional Psicométrica Básica a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASHRAE). La fórmula sigue siendo hoy en día la base de todos los cálculos fundamentales para la industria del aire acondicionado. Y en 1921 patentó la Máquina de Refrigeración Centrífuga, siendo este equipo el primer método para acondicionar el aire en grandes espacios.

La empresa Cero Grados Nicaragua S.A., está ubicada en distrito III del Municipio de Managua, con dirección del edificio Armando Guido ½ cuadra al norte y fue fundada en el año 2008.

Actualmente se tiene proyectado la construcción de un Edificio de dos niveles, donde la planta Alta tendrá 9 ambientes diferentes con aproximadamente 30 personas que ocuparan esta áreas, y planta baja contara con 4 ambientes, donde la sala de exhibición es la que presenta mayor área y esta es la que necesita primordialmente su climatización, actualmente cuenta con un total de 30 colaboradores en área interna y administrativa, su enfoque principal es el servicio de climatización, puesto que no cuentan con un diseño de climatización el cual satisfaga las necesidades de este edificio se pretenden diseñar un sistema de climatización visualmente estético, eficiente en cuanto a su consumo de energía y que optimice el aprovechamiento de los espacios.



III. JUSTIFICACIÓN

En el presente trabajo se pretende diseñar un sistema de climatización que cumpla con las debidas normas de cálculo y diseño de sistemas internacionalmente aprobados para las nuevas oficinas de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A, con equipos de aire acondicionado de alta eficiencia y tecnología facilitando su uso y reduciendo el costo en la energía en comparación a las unidades que actualmente se usan y así conseguir resultados positivos mejorando las condiciones de trabajo. Esto permitiría mejorar los resultados de futuros proyectos o los que ya se encuentran trabajando para perfeccionar el debido uso de un cálculo de carga térmica confiable, esto garantizara una correcta selección de unidades según la capacidad de las áreas a climatizar.



IV. OBJETIVOS

4.1) Objetivo General

Diseñar un sistema de climatización que permita mantener condiciones de confort, por medio de la correcta estimación de carga térmica y adecuada selección de los componentes de dicho sistema para el nuevo edificio de la empresa Cero Grados Nicaragua S.A ubicada en la ciudad de Managua.

4.2) Objetivos específicos

- Determinar las condiciones de diseño del proyecto.
- Estimar la carga térmica del edificio por medio del método de CLTD.
- Seleccionar los equipos adecuados, tomando en cuenta los parámetros de eficiencia energética.
- Proponer un adecuado diseño de instalación de los equipos de climatización y sus componentes.



V. GENERALIDADES DE LA CLIMATIZACION

5.1) Introducción

“El sistema de refrigeración se define como un sistema cerrado, en el cual el proceso de absorción y liberación de calor se realiza por medio de un refrigerante que fluye en un ciclo de compresión de vapor”. **(Ruano Domínguez)**

La refrigeración está presente en todos los sectores de la económica y la sociedad, desde el sector residencial donde los sistemas de refrigeración doméstica son comunes en la mayoría de los hogares, ejemplo serio, el refrigerador doméstico o en algunos casos el aire acondicionado que climatiza el interior de las habitaciones.

En el sector comercial, la refrigeración asegura la conservación y congelación de los alimentos. Estos sistemas forman parte del proceso de exhibición y venta en los grandes, medianos y pequeños centros comerciales y distribuidores de productos (misceláneas o pulperías), entre los más destacados se encuentran los exhibidores de bebidas y congeladores (conocidos comúnmente como freezer).

En el sector de salud, los hospitales, clínicas y laboratorios no funcionarían sin la climatización. Sin ella no es procedente realizar operaciones en los salones de cirugía, no funcionarían las salas de cuidados intensivos y los departamentos de diagnóstico clínico.

En el sector turístico es primordial para garantizar la calidad del servicio hotelero. Al igual que en los edificios de administración y oficinas, en donde se encarga de mantener el confort de los ocupantes

Por lo tanto, los sistemas de refrigeración es uno de los sistemas energéticos de mayor utilización en la vida diaria en sus diferentes aplicaciones. En cualquier esquema de consumo/distribución y uso de la electricidad, los sistemas de

refrigeración y aire acondicionado pueden representar entre el 30 y 50 % en la estructura del consumo total. Es por ello que el consumo de electricidad de los sistemas de refrigeración y la eficiencia de su empleo, dependerá de muchos factores, todos muy al alcance de las decisiones del proyectista a la hora del dimensionamiento, de las variables de operación y de las tareas de mantenimiento.

Los indicadores o intensidad de consumo por unidad frigorífica, varían en función de la temperatura de operación del sistema de refrigeración. Así los sistemas que operan a bajas temperaturas de evaporación, tienen un indicador mayor que los de mediana y alta temperatura de evaporación.

No es menos importante conocer que también influyen en la eficiencia del consumo de energía, los factores que se pueden clasificar como externos al sistema de refrigeración, como son las condiciones medioambientales, la orientación y ubicación de los componentes del sistema en la zona de instalación, los parámetros con los cuales se han seleccionado los equipos y se han adquirido, en este último grupo principalmente los parámetros relativos al régimen de carga/capacidad.

5.2) Ciclo de refrigeración

En su forma más sencilla, un sistema de refrigeración consta de cuatro componentes básicos: compresor, condensador, evaporador, dispositivo de expansión. Estos elementos son los componen un sistema de compresión de vapor, el cual es el sistema más empleado en la industria de la refrigeración. En la siguiente ilustración se muestra el ciclo básico de compresión de vapor y posterior a esta se explica cada componente.

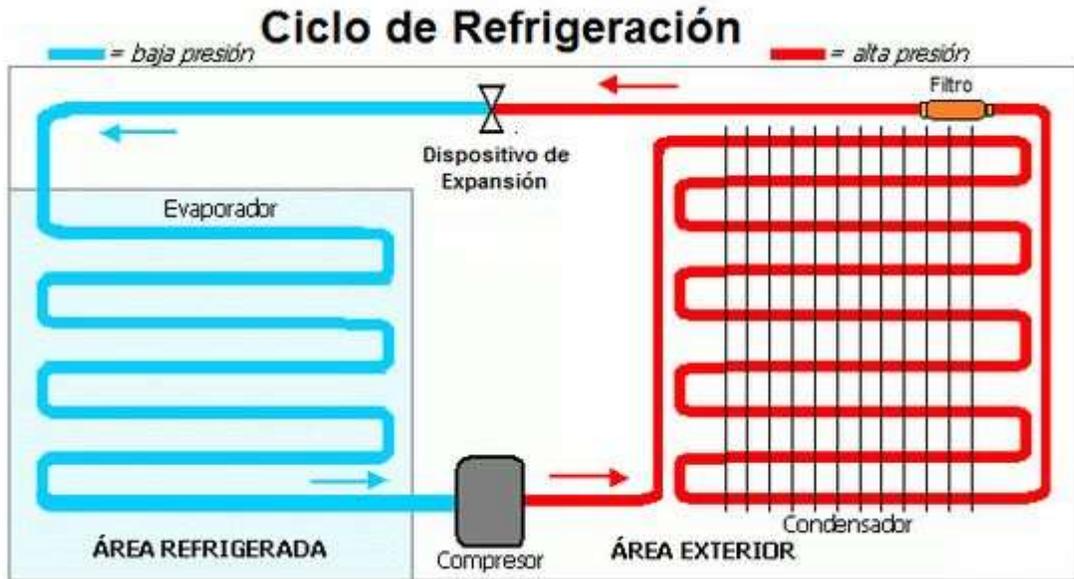


Figura N° 1. Componentes del ciclo de refrigeración

Los elementos fundamentales de los sistemas de refrigeración se detallan en la ilustración anterior, la función principal de cada uno de ellos es la siguiente:

Compresor: Es el corazón del sistema, ya que mueve el flujo de refrigerante. Su función es recibir el vapor de refrigerante aspirado a la presión y temperatura establecida proveniente del evaporador y comprimirlo hasta una presión y temperatura tales que se pueda realizar la condensación. La descarga de este líquido condensado se efectúa en el condensador.

Condensador: Es el elemento del condensador que se encarga de pasar el estado de vapor del fluido refrigerante al estado líquido. Este elemento absorbe el calor que trae el vapor de refrigerante a la salida del compresor, a alta presión, y lo transfiere al agente condensante (aire o agua). El vapor de refrigerante se condensa dentro de este intercambiador, pasando a la fase líquida.

Dispositivo de expansión. Hace que el fluido refrigerante, que entra en estado líquido, sufra una caída de presión (y por ende temperatura) hasta la necesaria en el evaporador. El líquido, que permanece a alta presión antes de la válvula, es estrangulado en su paso por este dispositivo y expandido, transformándose en una mezcla líquida gaseosa a baja presión. Este dispositivo separa la zona de alta

(línea roja en la ilustración 1) de la baja presión (línea celeste en la ilustración 1) y también controla la cantidad de fluido que debe entrar en el evaporador.

Evaporador: Se encarga de enfriar o acondicionar la cámara. Puede estar dentro o fuera de la misma. Su misión es que el fluido refrigerante, que entra a baja presión y temperatura, efectúe el enfriamiento de la cámara.

Saliendo del evaporador, ya en forma de vapor, con una presión y temperatura baja, el refrigerante regresa a la succión del compresor para nuevamente ser comprimido y recalentado. Por supuesto, la comunicación de los equipos para el transporte de refrigerante, se realiza mediante conductos de tuberías, las que requieren en algunas zonas del sistema, aislarse térmicamente.

5.3) Refrigerantes

Los refrigerantes son fluidos utilizados en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Ellos absorben calor desde un área, la cual es el espacio acondicionado, y lo expulsan a otra área, como el exterior, usualmente a través de la evaporación y la condensación. El diseño de los componentes del sistema de refrigeración depende forzosamente de las propiedades del refrigerante seleccionado y de la clasificación de seguridad según el estándar 34 de ASHRAE. Para la selección de un refrigerante se deben de tomar en cuenta las propiedades termo físicas de la sustancia, sin embargo, estos también deben de satisfacer muchos requerimientos, de los cuales no todos están relacionados de forma directa con su habilidad de transferencia de calor, entre ellas se pueden mencionar las siguientes:

- Estabilidad química bajo las condiciones de uso.
- La no flamabilidad o la baja toxicidad, según las aplicaciones.
- Las consecuencias medioambientales en caso de fugas.
- Costos, disponibilidad, eficiencia, compatibilidad con los lubricantes del compresor y los materiales de los componentes.
- Regulaciones nacionales y locales.

El calor latente de vaporización¹ es otra importante propiedad, fluidos con punto de evaporación similares tienen valores aproximados de calor latente, esto es debido a que el desplazamiento del compresor es definido en base al volumen, por ende, fluidos con similares puntos de evaporación producen similares efectos de refrigeración. La eficiencia del ciclo de compresión de vapor mecánico teórico es maximizada para fluidos con bajas capacidades caloríficas. Esta propiedad está asociada con fluidos que tienen la misma estructura molecular y bajas masas molares.

Las propiedades de transporte (ejemplo conductividad térmica y viscosidad) afectan el desempeño de los intercambiadores de calor y las tuberías. Altos valores de conductividad térmica y bajas viscosidades son deseables, Ningún refrigerante satisface todos estos atributos individualmente, ordenado las cualidades que debe cumplir un buen refrigerante, se tienen las siguientes

- a) No debe degradar la atmósfera al escaparse. Debe ser inerte sobre la reducción de la capa de ozono y no incrementar el potencial efecto invernadero.
- b) Ser químicamente inerte, no inflamable, no explosivo, tanto en su estado puro como en las mezclas.
- c) Inerte a los materiales con los que se pone en contacto (tuberías, sellos, juntas).
- d) No reaccionar desfavorablemente con los aceites lubricantes y presentar una satisfactoria solubilidad en él.
- e) No intoxicar el ambiente por escapes y ser nocivo a la salud de las personas.
- f) La relación de compresiones debe cumplir con la eficiencia del consumo energético.
- g) Poseer un elevado coeficiente de transferencia de calor por conducción.
- h) Cumplirse que la relación presión - temperatura en el evaporador sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de humedad o aire al sistema.

Según la forma en que estos fluidos intercambian calor estos se dividen en dos grupos:

¹ Calor latente o calor de cambio de estado, es la energía absorbida por las sustancias al cambiar de estado, de sólido a líquido (calor latente de fusión) o de líquido a gaseoso (calor latente de vaporización).



- Fluidos refrigerantes primarios, utilizados para el transporte de calor latente y por ende la realización de cambios de estados.
- Fluidos refrigerantes secundarios, son fluidos en donde el intercambio de calor se realiza sin cambio de estado, es decir, en forma de calor sensible.

Los refrigerantes primarios son los que intervienen directamente en ciclo de refrigeración y según su composición química se pueden clasificar en dos grupos.

- Los orgánicos o que provienen de los hidrocarburos halogenados, los cuales son derivados del metano y etano en los que algunos o todos sus átomos de hidrogeno se han sustituido por halógenos normalmente flúor, cloro y bromo

Dentro de los orgánicos se conocen tres familias:

a) CFC (Flúor, Carbono, Cloro). Clorofluorocarbono. Son los primeros causantes del deterioro de la capa de ozono e internacionalmente ya se ha prohibido su fabricación y empleo. Como no contienen hidrogeno en su molécula son químicamente muy estables y esto lo hacen muy estables en la atmósfera por largos periodos de tiempo. En esta familia encontramos los R11, R12, R115.

b) HCFC (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro). También afectan la capa de ozono, pero en menor cuantía desde el 2015 están prohibidos, son una solución intermedia a los refrigerantes CFC, es por ello que son denominados refrigerantes de transición. El R22 es el componente principal de la familia, pero también se puede mencionar al R123

c) HFC (Hidrógeno, Flúor, Carbono). Son los nuevos refrigerantes. No presentan potencial destructor de la capa de ozono puesto que no presenta cloro en sus moléculas. Son los refrigerantes definitivos y son utilizados como reemplazo de los HCFC. En este grupo clasifican el R134, R404, R507, R407c, R410a, entre otros.

- Refrigerantes no halogenados, entre ellos se tienen dos grupos:

a) Hidrocarburos (HC). Están formados por carbono e hidrogeno, estos refrigerantes no son corrosivos, pero presentan serios problemas de seguridad

debido a su alta inflamabilidad. En este grupo se encuentran el propano (R209), butano (R600) e isobutano (R600a)

b) Inorgánicos, estos fueron los primeros refrigerantes utilizados cuando aparecieron las primeras máquinas de producción mecánica de frío, en este grupo se encuentran el dióxido de carbono (R744), el amoniaco (R717) y en algunos casos el agua (R718).

En sistemas de climatización son refrigerantes más utilizados son el R404a y R410. Existen algunos pequeños equipos que utilizan R134a, este refrigerante para grandes aplicaciones no es recomendable puesto que su capacidad de absorción de frío es inferior a los más utilizados. Anteriormente para climatización era utilizado el R22, sin embargo, al ser este un HCFC están prohibidos desde el 2015.

5.4) Diagrama de Mollier

Los refrigerantes son los fluidos utilizados para el intercambio de calor, lo cual está determinado por las propiedades termodinámicas de estos fluidos. En refrigeración se acostumbra a utilizar el diagrama de Mollier o diagrama P-h. En este diagrama se agrupan todas las propiedades termodinámicas de cada fluido refrigerante en una representación gráfica con una carta semilogarítmica en el plano presión/entalpía de los estados posibles que puede tener dicho refrigerante, cabe desatacar que cada fluido refrigerante tiene su diagrama propio, por lo que no se puede utilizar el diagrama de un fluido para otro distinto.

Básicamente el diagrama está compuesto por dos ejes principales y tres zonas delimitadas por una curva de saturación.

En el eje de las ordenadas se registra el valor de Presión en un eje graduado en escala logarítmica. En el eje de las abscisas se registra el valor de entalpía. Una curva de saturación con forma de “U” invertida la cual determina si el compuesto se encuentra en estado de: líquido subenfriado, líquido saturado, mezcla líquido-vapor, vapor saturado o vapor sobrecalentado.

A su vez se definen seis tipos de trazas a través de las cuales se describen los ciclos de refrigeración y los estados de agregación de la materia.

- Isobaras: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de presión. Estas son perpendiculares al eje de las ordenadas.
- Isoentálpicas: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de entalpía en masa. Estas son perpendiculares al eje de las accisas.
- Isotermas: Las cuales en la zona de líquido subenfriado son paralelas a la ordenada, dentro de la campana de mezcla son paralelas a la abscisa, y en la zona de vapor sobrecalentado descienden en forma curva.
- Isocoras: Son las curvas que coinciden los puntos con igual volumen específico y también son paralelas entre sí para distintos valores. Se desarrollan en la izquierda de la zona de mezcla líquido-vapor y se extiende hacia la derecha hasta la de vapor sobrecalentado hasta el final del diagrama.
- Isoentrópicas: Son las curvas que coinciden los valores de igual entropía en el sistema. Paralelas entre sí y de una elevada pendiente.
- Nueve curvas de "título de vapor" o "calidad de vapor" que indican el porcentaje en masa de vapor contenido en la mezcla líquido-vapor. Estas curvas, existentes sólo dentro de la campana de mezcla, son coincidentes en su extremo superior más su extremo inferior se encuentra relativamente equidistante a la adyacente y así sucesivamente. Son nominadas con los valores del 0.1 al 0.9.

En la parte superior de la curva de saturación se define el llamado punto crítico el cual es el límite a partir del que, por mucho que se aumente la presión, no es posible condensar el gas.

En la figura No. 2 y No. 3, se muestran los seis tipos de trazas, descritas anteriormente, que componen el diagrama de Mollier.

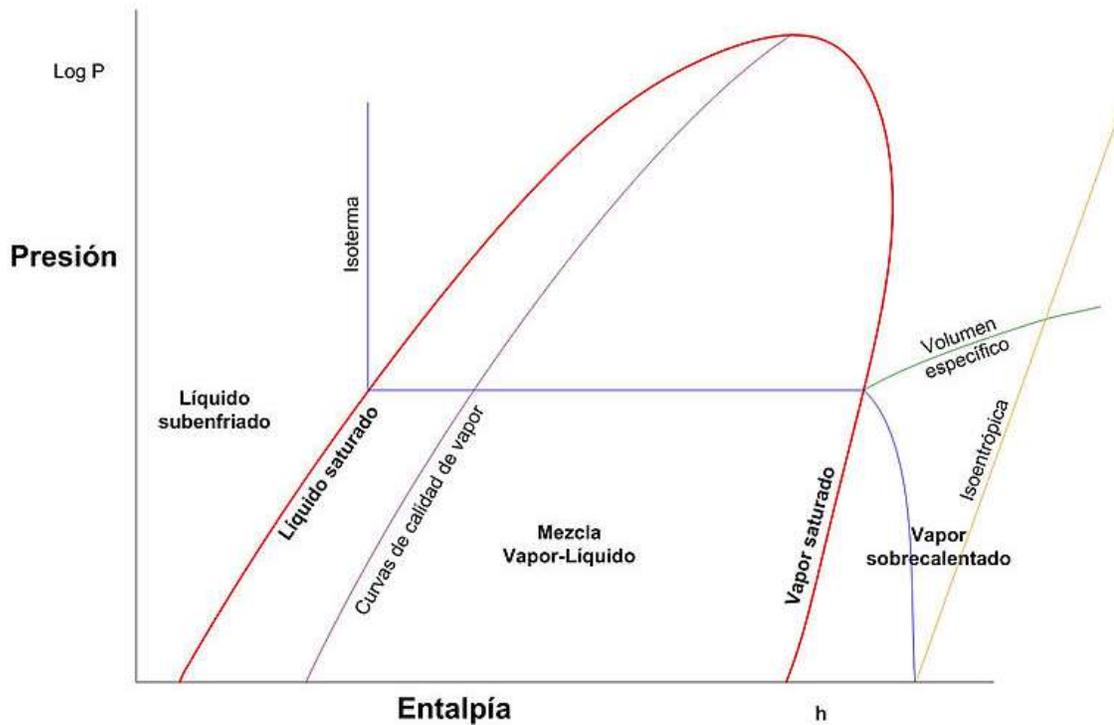


Figura N° 2. Diagrama de Mollier o diagrama P-h

Fuente: Google imagen

Como se mencionó anteriormente cada refrigerante tiene su propio diagrama P-h con particularidades que lo hacen más o menos adecuado a cada aplicación frigorífica y propiedades exclusivas como relación temperatura/presión tanto de saturación como en mezcla, efecto refrigerante, temperatura de descarga del compresor en función de la entropía, entre otros.

Una de las grandes ventajas del diagrama P-h es la facilidad y fiabilidad con que se pueden realizar los cálculos de sistemas frigoríficos y selección de componentes como evaporadores, condensadores, compresores y dispositivos de expansión, tuberías y accesorios, así como trazar todo tipo de sistemas frigoríficos, bien sea de una etapa, compresión múltiple, sistemas en cascada, sistemas con recirculado por bomba y otros. En la siguiente ilustración se muestra el ciclo simple de compresión de vapor trazada en un diagrama P-h.

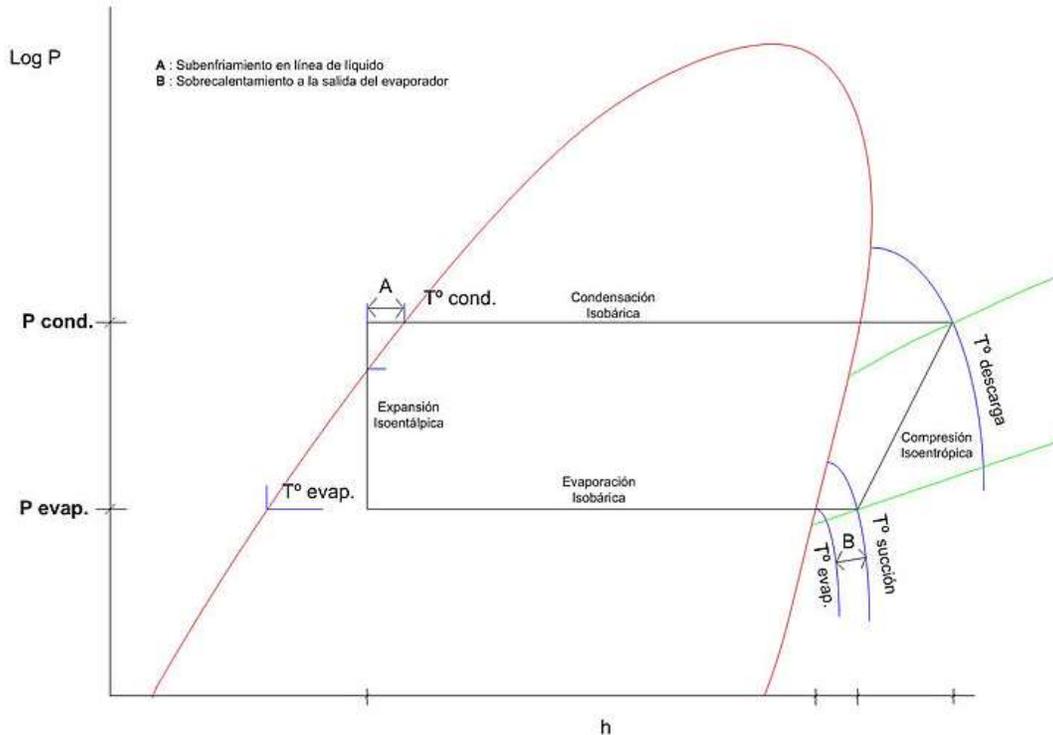


Figura N° 3. Representación de ciclo simple de compresión de vapor en un diagrama de Mollier.

Fuente: Google imagen

5.5) Psicrometría

El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se le llama aire húmedo. Debido a que esta mezcla de gases es la que se acondiciona en los sistemas de climatización, es necesario comprender como se comporta. Para ellos es la ciencia de la psicrometría es la que se encarga del estudio de estas mezclas de aire y vapor de agua.

El aire atmosférico tiene ciertas propiedades físicas que se definen como:

- Temperatura de bulbo seco (BS), es la temperatura del aire tal como la indica un termómetro.
- Temperatura de bulbo húmedo (BH), es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

- Temperatura del punto de rocío (PR), es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante.
- Relación de humedad o humedad específica (W), es el peso del vapor de agua por libra de aire seco.
- 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 de bulbo seco.
- Volumen específico (v), es el volumen y aire por unidad de peso de aire seco.
- Entalpía específica (h), es el contenido de calor del aire por unidad de peso.

Todas estas propiedades han sido ya calculadas y se pueden representar en forma de tablas o gráfica mediante el uso de un diagrama o ábaco psicrométrico. En la siguiente ilustración se muestra un ejemplo de diagrama psicrométrico utilizado para la explicación de las propiedades del aire.

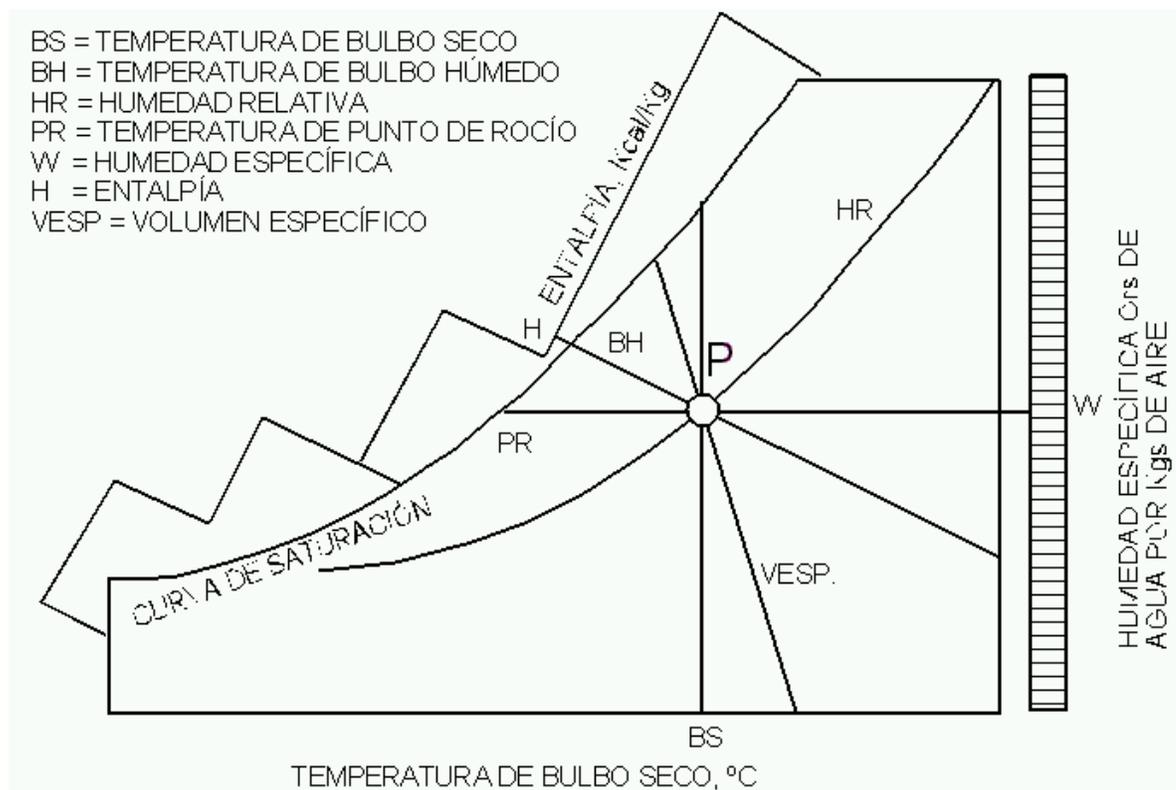


Figura N° 4. Diagrama psicométrico.

Fuente: Google imagen

Para poder determinar todos los parámetros del aire húmedo, se necesitan conocer previamente, al menos tres de ellos. Con esta premisa, resulta complicado representar la resolución de un problema en un gráfico de dos dimensiones. Para solventar el problema, se fija una de las variables: la presión atmosférica. Esto implica que se requiere un diagrama distinto para cada localidad, según sea su altitud sobre el nivel del mar, o bien, resolver el problema sobre un diagrama cualquiera y posteriormente corregir los resultados en función de la diferencia de presiones entre el diagrama utilizado y la localidad en cuestión. La mayor parte de los diagramas están construidos para la presión a nivel del mar (101.325 Pa).

5.6) Estimación de cargas térmicas

La carga térmica de un local, también nombrada como carga de enfriamiento, es el calor por unidad de tiempo que entra en un espacio definido para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. Confort humano), por ello es tan importante la estimación de dicha carga, aunque el objetivo final sea la determinación de la capacidad de extraer frío que un equipo de climatizador puede producir.

A lo largo de los últimos años la ASHRAE ha venido desarrollando diferentes proyectos de investigación en aras de cálculos más exactos y de obtener mejores resultados en la determinación de la carga térmica. Es así como las metodologías empleadas para el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire han evolucionado. En la actualidad la ASHRAE reconoce la vigencia de cuatro métodos de cálculo de cargas térmicas para seleccionar la capacidad de los equipos de aire acondicionado.

En la edición del Manual de Fundamentos de la ASHRAE de 1972 se describieron dos métodos de cálculo de la carga de enfriamiento. En el primer procedimiento, el método de la **Diferencia Total de Temperatura Equivalente (TETD por sus siglas en inglés)**, varios componentes de la ganancia de calor del espacio se

conjugan para obtener una tasa instantánea total de la ganancia de calor del espacio, de donde se obtiene la carga de enfriamiento instantánea usando factores de peso (Ashrae, 1977).

El segundo procedimiento se introdujo por primera vez en el volumen del año de 1972, y fue el método de las **Funciones de Transferencia (TFM)**. Aunque utilizaba un principio similar al primero, empleaba factores de respuesta completamente diferentes para convertir la ganancia de calor en carga de enfriamiento. Estos factores fueron llamados coeficientes de las funciones de transferencia.

Para eliminar las discrepancias entre estos métodos la ASHRAE realizó investigaciones que condujeron al **CLTD/CLF (Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento / Factor de carga de enfriamiento)**, desarrollado como método de cálculo manual, que utilizaba los valores de CLTD y CLF tabulados. Los valores fueron calculados haciendo uso del método de las funciones de transferencia el cual proporciona las cargas de enfriamiento para condiciones ambientales y tipos de zonas estandarizadas. Esas cargas fueron normalizadas, de tal forma que el diseñador podía determinarlas para cada hora con una multiplicación sencilla.

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 RP-472. 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.

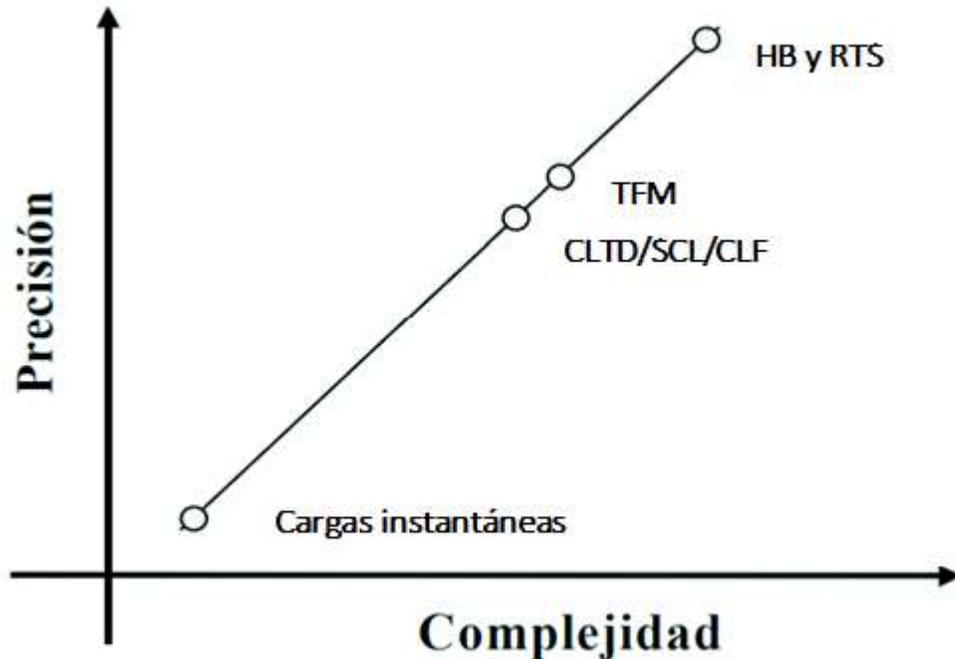


Figura N° 5. Métodos de carga térmica

Fuente: Instalaciones Termo hidráulicas y Eléctricas Curso 4º Lección Cargas Térmicas. UVA

5.7) Método de la diferencia de temperatura de carga de enfriamiento.

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:

² Cooling Load Temperature Difference

³ Solar Cooling Load

⁴ Colín Load Factor



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.

Otras consideraciones de este método son que no considera la sombra por edificios y que asume cielo despejado y valores fijos de reflectividad en las calles y aceras.

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.

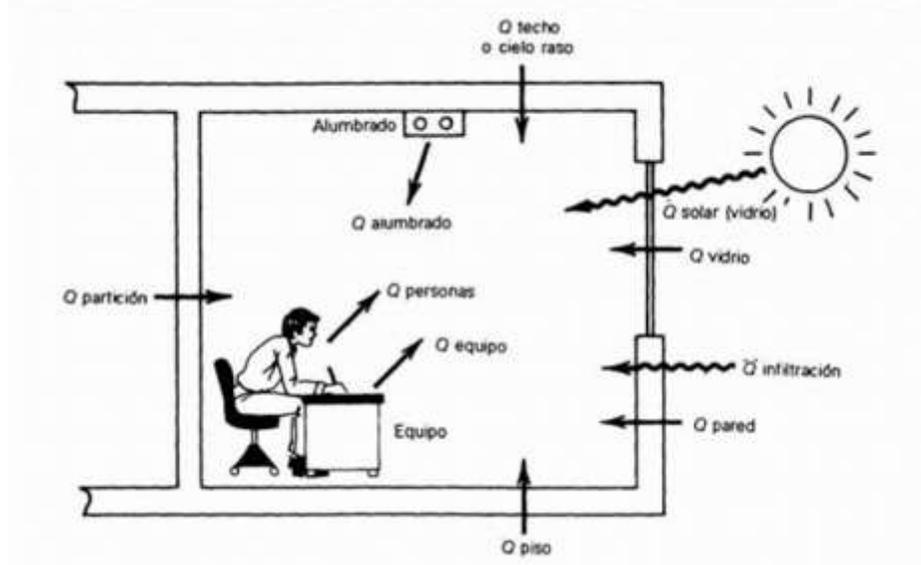


Figura N° 6. Ganancia de calor en recintos según el método CLTD.

Fuente: Aire acondicionado, principios y sistemas. Edward G. Pita.

A continuación, se detalla cada ganancia de calor según este método.

5.7.1) Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura exterior

En este componente se calcula la superficie de cada una de las paredes y el techo empleando los planos de construcción. La información necesaria para la estimación de esta ganancia de calor es:

- La característica de la edificación, dimensiones físicas: En esta área se aborda todas las características de dimensiones de un recinto de área, volumen.
- La orientación del local, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar: Es ver cuál es la orientación del lugar que se desea climatizar y de las paredes entre el espacio acondicionado y el no acondicionado, la dirección con respecto a la incidencia del sol.
- El momento del día en que la carga llega a su pico: es importante tomar en cuenta el efecto de almacenamiento de calor de los materiales, es decir, el calor que recibe el recinto a través del sol es almacenado en las paredes.



Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = U * A * DTCE_e \quad \text{(Ecuación 1)}$$

Donde:

- Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/h
- U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, BTU/h – ft² – °F
- A = área del techo, pared o vidrios, ft²
- DTCE. = 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. Los valores de DTCE que se encuentra por tablas. Se deben corregir como sigue:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_0 - 85)] * f \quad \text{(Ecuación 2)}$$

Dónde

DTCE_e = valor corregido de DTCE, °F.

- DTCE = temperaturas seleccionadas por tablas, °F
- LM = corrección para latitud al color y mes, de tabla.
- K = corrección debido al color de la superficie⁵.
- t_R = Temperatura del recinto, °F.
- t_0 = Temperatura de diseño exterior promedio, °F
- f = factor de corrección para ventilación del cielo raso⁶ (sólo para el techo).

⁵ 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

⁶ f = 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso), en los demás casos usar f = 1.

5.7.2) Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura interior.

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos. Existen materiales que poseen la propiedad de evitar la transmisión de calor, aumentando las posibilidades de alcanzar un estado de confort. La eficiencia de estos materiales depende del uso que le vaya a dar el diseñador.

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

$$Q = U * A * \Delta T \quad \text{(Ecuación 2)}$$

Donde:

- Q = velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, BTU/h
- U = coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/h – ft² – °F
- A = área de la división, piso o cielo raso, ft²
- ΔT = diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, °F

5.7.3) Ganancia de Calor 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.

Todos los diferentes vidrios presentan cierta resistencia a la luz solar, disminuyendo el efecto de transferencia de calor por radiación, esta resistencia es conocida mayormente por sombreado.

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

$$Q = FGCS * A * CS * FCE \quad \text{(Ecuación 3)}$$

Donde:

- Q = ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, BTU/h
- FGCS= factor de ganancia máxima de calor solar, BTU/h – ft²
- A= área del vidrio, ft²
- CS= coeficiente de sombreado
- FCE = factor de carga de enfriamiento para el vidrio

5.7.4) Alumbrado

Se 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.

La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es:

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE \quad \text{(Ecuación 4)}$$

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.

5.7.5) Personas

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

latente. La velocidad de ganancia de calor debida a la gente depende de su actividad física.

Las ecuaciones para las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas son:

$$Q_s = q_s * n * FCE \quad \text{(Ecuación 5)}$$

$$Q_l = q_l * n \quad \text{(Ecuación 7)}$$

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

5.7.6) Equipos.

La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen tanto calor sensible como latente. La producción de calor procedente de los motores y el equipo que los impulsa se debe a la conversión de energía eléctrica en calor. La proporción de calor generado que pasa al recinto de acondicionamiento de aire depende de si el motor y la carga impulsada se encuentran ambos en el recinto, o tan sólo uno de ellos.

5.7.7) Infiltración.

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.

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{\text{TRECINTO}} * 3\% \quad \text{(Ecuación 8)}$$

5.7.8) Transferencia de calor a los alrededores

Se debe calcular esa pérdida de calor y corregir las ganancias de calor sensible al recinto por conducción, radiación solar, alumbrado, personas y equipo. Las siguientes ecuaciones se emplean para calcular la corrección para la transferencia de calor a los alrededores.

$$F_c = 1 - 0.02 K \quad \text{(Ecuación 9)}$$

$$K = \frac{(U_w A_w + U_g A_g)}{L} \quad \text{(Ecuación 10)}$$

Donde:

- F_c = Factor para corregir cada ganancia de calor sensible de recinto
- K = conductancia de la unidad de longitud, $\text{BTU/h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{f}$
- L = longitud de la pared exterior, ft
- U_w, U_g = coeficientes de transferencia de calor. w =pared,
 g = vidrio, $\text{BTU/h} - \text{ft}^2 - ^\circ\text{f}$
- A_w, A_g = área de la pared o del vidrio, ft^2

5.8) Ecuaciones necesarias para el cálculo de carga térmica por recinto.

Para poder encontrar la ganancia de calor total de cada recinto utilizaremos el método de la diferencia de temperatura de carga de enfriamiento ya anteriormente mencionado de igual manera se enunciaron las ecuaciones que son mesarías para utilizar este método las cuales son:

- Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura exterior.

$$Q = U * A * DTCE_e \quad \text{(Ecuación 1)}$$

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_0 - 85)] * f \quad \text{(Ecuación 2)}$$

- Ganancia de Calor por Conducción a través de la estructura interior.

$$Q = U * A * \Delta T \quad \text{(Ecuación 3)}$$

- Ganancia de Calor Radiación solar a través de vidrios.

$$Q = FGCS * A * CS * FCE \quad \text{(Ecuación 4)}$$

- Ganancia de Calor a través del Alumbrado.

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE \quad \text{(Ecuación 5)}$$

- Ganancia de Calor por los Ocupantes o Personas.

$$Q_s = q_s * n * FCE \quad \text{(Ecuación 6)}$$

$$Q_l = q_l * n \quad \text{(Ecuación 7)}$$

- Ganancia de Calor por los Equipos Eléctricos.

- Ganancia de Calor por Infiltración.

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{TRECINTO} * 3\% \quad \text{(Ecuación 8)}$$

- Transferencia de calor a los alrededores.

$$K = \frac{(U_w A_w + U_g A_g)}{L} \quad \text{(Ecuación 9)}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K \quad \text{(Ecuación 10)}$$

5.9) Sistemas de aire acondicionado.

Existen cuatro criterios para clasificar los sistemas de aire acondicionado, por lo cual se expondrán las cuatro clasificaciones diferentes:

5.9.1) Clasificación según el tipo de fluido que se introduce en el local.

- ❖ **Todo aire:** Se trata de instalaciones que enfrían únicamente aire, que es introducido en el local que se desea climatizar. Existen numerosas

variantes de este método, siendo las más características las que emplean un conducto y las que emplean dos conductos. Suelen clasificarse en:

- ❖ **Mono conductos:** Cuando el aire se distribuye mediante un conducto único. A su vez, pueden dividirse en sistemas de caudal variable (este último se conoce con las siglas VAV) y sistemas de caudal constante. El sistema mono conducto de caudal constante es el más común, incluso se conoce con el nombre de sistema convencional.
- ❖ **Doble conducto:** Sistemas que utilizan dos conductos de aire: Uno de aire frío y otro de aire caliente o bien los dos de aire frío. Se trata de sistemas técnicamente muy buenos, pero caros y que necesitan hacer llegar a cada habitación o local dos conductos de aire, con lo cual se requiere más espacio muerto para hacer pasar los tubos.
- ❖ **Aire-agua:** Son instalaciones que emplean estos fluidos, llegando ambos al local para enfriarlo. Estos sistemas de aire acondicionado emplean los dos fluidos (el aire y el agua) como elementos de climatización. El aire se trata en una unidad central y se distribuye a los locales como si se tratase de un sistema todo aire de conducto único. El agua se enfría en otra unidad central y se hace llegar a los mismos locales mediante una red de tuberías. El agua llega a la unidad terminal situada en el local, donde absorberá calor del ambiente. Existen dos tipos de unidades terminales: los fan-coils y los inductores.
- ❖ **Todo agua:** Son instalaciones que enfrían agua y sólo el agua que llega al local para enfriarlo. Sólo se emplea agua, la cual se enfría en una unidad central y se distribuye a los locales. Llega a las unidades terminales (generalmente fan-coils). La única diferencia con el sistema anterior es que no se emplea aire.
- ❖ **Fluido frigorífico:** El fluido frigorífico utilizado en el ciclo de compresión de vapor para producir frío es el que llega al local para enfriarlo. El fluido que enfría al local no es aire ni agua, sino directamente el fluido frigorífico. Puede utilizarse un sistema descentralizado, con pequeñas

unidades autónomas e independientes que se colocan generalmente en una ventana, por eso se llaman acondicionadores de ventana, o a un sistema centralizado con una red de distribución de fluido frigorífico, de forma que llegue a una unidad terminal situada en el interior del local o habitación. Dentro de esta clasificación se encuentran los sistemas de volumen de refrigerante variable (VRV por sus siglas en ingles).

5.9.2) Clasificación según la centralización o dispersión de los equipos que componen la instalación de frío:

- ❖ **Sistema centralizado**: Existe una central donde se enfría el aire o el agua que posteriormente se distribuye a los distintos locales (habitaciones, pisos, etc.) que se desean climatizar. En la misma central se hace el tratamiento completo del aire, si se emplea aire (filtrado, mezcla con aire exterior, impulsión, etc.).
- ❖ **Sistema semicentralizado**. Existe una parte común del proceso de acondicionamiento que se realiza en una central y otra parte que se lleva a cabo en el mismo local que se desea climatizar.
- ❖ **Sistema descentralizado**: Se utilizan máquinas individuales que realizan el tratamiento completo del aire en cada local que se desea climatizar.

Es evidente que cuando se trata de climatizar un espacio muy grande y complejo, por ejemplo, un edificio completo, o unos grandes almacenes o un bloque de oficinas, debe recurrirse a los sistemas centralizados. Cuando se trata de acondicionar un local pequeño independientemente del resto de la vivienda o del edificio, tendrá que utilizarse el sistema descentralizado.

5.9.3) Clasificación en base a la forma de la unidad que acondiciona el aire

- ❖ **Sistema tipo central o unidad climatizadora**: Se trata de un conjunto de elementos que se acoplan formando unidades modulares. Este sistema se utiliza en la climatización de grandes espacios y en la gama industrial.
- ❖ **Equipo autónomo**: Es una unidad de tratamiento de aire que lleva en sí todo el proceso de acondicionamiento. No está constituido por módulos, sino que en un solo “paquete” se realizan todas las operaciones.



5.9.4) Clasificación según la velocidad del aire (sólo para los sistemas de aire)

- ❖ Baja velocidad: Cuando la velocidad es menor de 11 m/s.
- ❖ Alta velocidad: Cuando las velocidades están comprendidas entre 11 y 25 m/s.

VI. MEMORIA DE CALCULO DE CARGA TERMICA DEL EDIFICIO DE CERO GRADOS NICARAGUA

6.1) Información General de Empresa Cero Grados Nicaragua S.A.

La empresa Cero Grados Nicaragua, sus oficinas estarán instaladas en un edificio de 2 plantas con las siguientes áreas:

➤ Planta Alta

Ítem	Área	Total m ²
1	Gerencia de Comercialización	25.22
2	Contabilidad	19.52
3	Sala de Juntas	34.22
4	Informática	8.12
5	Asesor Legal	8.12
6	Asistente de Gerencia	16.67
7	Departamento de ing.	8.12
8	Gerente de Sucursal	12.4
9	Sala de Espera	60.83

➤ Planta Baja

Ítem	Área	Total m ²
1	Sala de Ventas	78.32
2	Gerente de Ventas	8.12
3	Caja 1 y Caja 2	12.71

6.2) Orientación Geográfica

La empresa Cero Grados Nicaragua S.A., se encuentra ubicada, en la Ciudad de Managua, Distrito II del Municipio de Managua, con la dirección del edificio Armando Guido ½ cuadra al Sur.

Según datos obtenidos de Google Earth, tenemos los siguientes resultados:

- **Latitud:** 12° 09' 07.04" N
- **Longitud:** 86° 14' 36.96" O



Figura N° 7. Ubicación de la Empresa Cero Grados Nicaragua S.A.

6.3) Parámetros de Diseño

Como punto de partida empezaremos determinando la temperatura de Diseño la cual propondremos como temperatura de confort y en nuestro caso la temperatura de diseño será de:

Temperatura de Diseño 18° C \approx 64 ° F (Requerido por el cliente)

Humedad Relativa 55%

Ahora determinaremos la temperatura exterior promedio que predomina en el departamento de Managua la cual la extraemos de totalizar los rangos de temperatura que muestran las tablas suministrada por INETER (**ver anexo No.1 pagina no. 69-73**). Utilizando fórmulas de aritmética extraemos los datos que requiere la siguiente formula la cual nos dará la temperatura del exterior.

Temperatura exterior:

$$t_o = T^o Bs - \frac{Rango}{2}$$

Donde:

t_o : temperatura Exterior calculada según formula tomando en cuenta promedios de tablas de datos climatológicos de Nicaragua (**Ver anexos 1, Pagina No. 69. Datos Climatológicos**)

$T^o Bs$: Tempera de Bulbo seco extraída del cálculo promedio de las temperaturas máximas a lo largo de 3 años.

Rango: Diferencia de cambio de temperatura máximo y mínimo promedio tabulado durante 3 años

$$t_o = 37.4^oC - \frac{7.1^oC}{2}$$

$$t_o = 33.85^oC \approx 93^oF$$

En este Capítulo procederemos a aplicar todas las fórmulas antes descritas para poder calcular la ganancia de calor a través de techos, paredes, ventanas y puertas, esto para poder seleccionar una unidad de enfriamiento de aire acondicionado de acorde con lo que necesite el local.

6.4) Ganancia de Calor por Conducción de calor a través de la estructura externas (Área: Gerente de Comercialización y Mercadeo)

6.4.1) Ganancia de Calor a través del Techo

Para poder calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Donde:

❖ $A = 559.18 \text{ ft}^2$ área en metros cuadrados del área que se climatizara (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

U coeficiente de transferencia de calor para techos planos plano es determinado mediante la tabla A1 (ver anexo 2, Pagina No. 75) la cual tomamos el valor que corresponde para lamina de acero con aislamiento de 1" a 2", debido a que el techo de dicha construcción será instalará con Lamina de Zinc Troquelada Calibre 26 con aislante térmico interno de 2".

$$❖ U = 0.092 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas y enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 2.

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

Donde:

DTCE diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento no corregida lo obtendremos de la tabla A1, (ver anexo 2, página No. 75), usaremos el valor d para láminas de acero con aislamiento de 1" a 2", tomando como hora que alcanza el máximo de temperatura a las 1 p.m. por las características del material de las cuales está hecha el techo.

$$❖ DTCE = 71^\circ F$$

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene de la tabla A2 (ver anexo 2, página No. 76), utilizaremos el rango de latitud 8°, en el mes de abril y agosto, Con orientación Oeste debido a que en esta dirección el sol suministra su mayor radiación solar

$$❖ LM = -1^\circ F$$

K, se denomina el coeficiente de corrección debido al color de la superficie para paredes oscuras y áreas industriales.

$$❖ K = 1$$



T_R , anteriormente calculado, es la temperatura de recinto o temperatura de diseño la cual estamos designando para uso general en cada área.

$$\diamond T_R = 64^\circ F$$

T_o , Temperatura ambiental exterior de igual forma este fue calculado al inicio de esta memoria de calculo

$$\diamond T_o = 93^\circ F$$

$\diamond \mathcal{F}$ = factor de corrección para ventilación del cielo raso, 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos usar $f=1.0$, en nuestro caso no existe ventilación en cielo falso por lo que se utilizara el valor de 1.

Teniendo todos los datos necesarios para poder encontrar de DTCE para techos se sustituye los datos en la ecuación No. 2

$$DTECE_E = [(71^\circ F + (-1)) * 1 + (78^\circ F - 64^\circ F) + (93^\circ F - 85^\circ F)] * 1$$
$$DTECE_E = 92^\circ F$$

Habiendo encontrado la diferencia de temperatura corregida ya podemos sustituir nuestra ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de techos.

$$Q = 559.18 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92^\circ F$$
$$Q = 4,732.89 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.2) Ganancia de Calor atreves de Paredes

Para determinar la ganancia de calor por medio de paredes se necesita conocer el material de fabricación de dicha pared, así como su ubicación geográfica, y área total dicho cálculo se debe realizar individualmente por el número de paredes que conforman el área a climatizar.

6.4.2.1) Ganancia de Calor a través de la Pared Norte

Para poder calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$



Donde:

❖ **A = 17.61 ft²** área en pies cuadrados de la pared la cual se analizará en nuestro caso la pared norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

U coeficiente de transferencia de calor por medio de paredes según el material de construcción, en nuestro caso la pared norte se construirá será de pared de concreto monolítica de 4" y esta coincide en grupo de concreto pesado y acabado y lo ubicamos en el Grupo E

$$❖ \mathbf{U = 0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F}}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas y enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 2.

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

Donde:

DTCE diferencia de temperatura para cargas en paredes de enfriamiento no corregida lo obtendremos de la tabla A.3, (ver anexo 2, página No. 77), tomaremos como las 1 p.m. para poder interceptar el grupo de pared la cual ya defenecimos en que grupo se unirá esta selección que es el Grupo E, en dirección Norte.

$$❖ \mathbf{DTCE = 11^\circ F}$$

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene de la tabla A.2 (ver anexo 2, página No. 76), utilizaremos el rango de latitud 8°, en el mes de abril y agosto, Con orientación Norte debido a que en esta dirección que se encuentra la pared la cual estamos analizando.

$$❖ \mathbf{LM = 2^\circ F}$$

K, se denomina el coeficiente de corrección debido al color de la superficie para paredes oscuras y áreas industriales.



$$\diamond K = 1$$

T_R , temperatura de recinto o temperatura de diseño

$$\diamond T_R = 64^\circ F$$

T_o , Temperatura ambiental exterior

$$\diamond T_o = 93^\circ F$$

$\diamond \mathcal{F}$ = factor de corrección para ventilación del cielo raso, 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos usar $f=1.0$, en nuestro caso no existe ventilación en cielo falso por lo que se utilizara el valor de 1.

Teniendo todos los datos necesarios para poder encontrar de DTCE para techos se sustituye los datos en la ecuación No. 2

$$DTECE_E = [(11^\circ F + (2)) * 1 + (78^\circ F - 64^\circ F) + (93^\circ F - 85^\circ F)] * 1$$

$$DTECE_E = 35^\circ F$$

Sustituimos los valores ya encontrados en ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de techos.

$$Q = 17.61 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ F} * 35^\circ F$$

$$Q = 360.56 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.2.2) Ganancia de Calor a través de la Pared Este

Para poder calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Donde:

$\diamond A = 10.76 \text{ ft}^2$ área en pies cuadrados de la pared la cual se analizará en nuestro caso la pared norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)



U coeficiente de transferencia, en nuestro caso la pared Este se construirá será de concreto monolítico de 4" y esta coincide en grupo de concreto pesado y acabado y lo ubicamos en el Grupo E

$$\diamond U = 0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas y enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 2.

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

Donde:

DTCE diferencia de temperatura para cargas en paredes de enfriamiento no corregida lo obtendremos de la tabla A.3, (ver anexo 2, página No.77), tomaremos como las 1 p.m. para poder interceptar el grupo de pared la cual ya defenecimos en que grupo se unirá esta selección que es el Grupo E, en dirección Este.

$$\diamond DTCE = 38^\circ F$$

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene de la tabla A.2 (ver anexo 2, página No. 76), utilizaremos el rango de latitud 8°, en el mes de abril y agosto, Con orientación Norte debido a que en esta dirección que se encuentra la pared la cual estamos analizando.

$$\diamond LM = -1^\circ F$$

K, se denomina el coeficiente de corrección debido al color de la superficie para paredes oscuras y áreas industriales.

$$\diamond K = 1$$

T_R, temperatura de recinto o temperatura de diseño

$$\diamond T_R = 64^\circ F$$

T_o, Temperatura ambiental exterior



$$\diamond T_o = 93^{\circ}F$$

- ❖ \mathcal{F} = factor de corrección para ventilación del cielo raso, 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos usar $f=1.0$, en nuestro caso no existe ventilación en cielo falso por lo que se utilizara el valor de 1.

Teniendo todos los datos necesarios para poder encontrar de DTCE para pared se sustituye los datos en la ecuación No. 2

$$DTECE_E = [(38^{\circ}F + (-1)) * 1 + (78^{\circ}F - 64^{\circ}F) + (93^{\circ}F - 85^{\circ}F)] * 1$$

$$DTECE_E = 59^{\circ}F$$

Sustituimos los valores ya encontrados en ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de la pared Este.

$$Q = 10.76 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 59^{\circ}F$$

$$Q = 371.38 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.2.3) Ganancia de Calor a través de la Pared Sur

Según planos arquitectónicos esta pared se encuentra en el interior del edificio y la temperatura del área paralelo a la pared será de la misma temperatura a la cual climatizaremos el área de Gerente de comercialización, por lo que el cálculo de ganancia de calor por medio de pared se obviará debido a que la temperatura tanto cono en la parte delantera y trasera será la misma.

6.4.2.4) Ganancia de Calor a través de la Pared Oeste

Para poder calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Donde:

❖ $A = 189.55 \text{ ft}^2$ área en pies cuadrados de la pared la cual se analizará en nuestro caso la pared norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

U coeficiente de transferencia, en nuestro caso la pared Oeste se construirá de Núcleo de Espuma Poli estireno de espesor de 2" como aislante (COVITEC) y 2" de concreto en mortero como acabado en ambas caras, por lo tanto, esta pared corresponde al Grupo C, concreto de 4" y aislamiento de 2" ver tabla A.3 (anexos No. 2, Pagina No. 77)

El coeficiente de transferencia de calor para este tipo de pared lo obtuvimos consultando ficha técnica del fabricante el cual nos ofrece el siguiente dato:

$$\text{❖ } U = 0.66 \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

Dato a que el dato proporcionado por el fabricante está en unidades de sistema SI (sistema internacional) debemos hacer la conversión al sistema Ingles para utilizar las fórmulas y tablas utilizadas en nuestros cálculos.

$$1 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} = 5.68 \frac{\text{Watts}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

Aplicando una regla de tres podremos encontrar la equivalencia de este valor U.

$$\text{❖ } U = 0.1179 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} \approx 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 2.

$$\text{DTCE}_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_o - 85)] * f$$

Donde:

DTCE diferencia de temperatura para cargas en paredes de enfriamiento no corregida lo obtendremos de la tabla A.4, (ver anexo 2, página No. 78), tomaremos como las 1 p.m. para poder interceptar el grupo de pared la cual ya defenecimos en que grupo se unirá esta selección que es el Grupo C, en dirección Oeste.



$$\diamond DTCE = 11^{\circ}F$$

LM, es la corrección para diferencia de temperatura para carga de enfriamiento se obtiene de la tabla A.2 (ver anexo 2, página No.76), utilizaremos el rango de latitud 8° , en el mes de abril y agosto, Con orientación Oeste debido a que en esta dirección que se encuentra la pared la cual estamos analizando.

$$\diamond LM = -1^{\circ}F$$

K, se denomina el coeficiente de corrección debido al color de la superficie para paredes oscuras y áreas industriales.

$$\diamond K = 1$$

T_R , temperatura de recinto o temperatura de diseño

$$\diamond T_R = 64^{\circ}F$$

T_o , Temperatura ambiental exterior

$$\diamond T_o = 93^{\circ}F$$

$$\diamond F = 1.$$

Teniendo todos los datos necesarios para poder encontrar de DTCE para paredes se sustituye los datos en la ecuación No. 2

$$DTECE_E = [(11^{\circ}F + (-1)) * 1 + (78^{\circ}F - 64^{\circ}F) + (93^{\circ}F - 85^{\circ}F)] * 1$$

$$DTECE_E = 32^{\circ}F$$

Sustituimos los valores ya encontrados en ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de la pared Oeste.

$$Q = 189.55 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 32^{\circ}F$$

$$Q = 727.87 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.3) Ganancia de Calor por atreves de vidrios o ventanas

6.4.3.1) Ganancia de Calor por Conducción a través de la Ventana Norte

calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Donde:

❖ **A = 248.97 ft²** área en pies cuadrados de la pared la cual se analizará en nuestro caso la pared norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

U coeficiente de transferencia, en ventanas instaladas en pared norte se obtendrá con la Tabla A.6 (ver anexos No. 2, Pagina No. 78)

$$U = 1.04 \frac{Btu}{ft^2 * Hr * ^\circ F}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas y enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 2.1

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ F - t_R) + (t_o - 85^\circ F)$$

Donde:

DTCE diferencia de conducción de carga de enfriamiento a través de vidrios se determinará su valor utilizando tabla A.4 (ver anexo 2, página No.77), tomaremos como las 1 p.m. para poder encontrar este factor deberemos interpolar la hora y el factor antes mencionado

$$❖ DTCE = 11 ^\circ F$$

T_R, temperatura de recinto o temperatura de diseño

$$❖ T_R = 64^\circ F$$

T_o, Temperatura ambiental exterior

$$❖ T_o = 93^\circ F$$

Sustituimos valores de ecuación No. 2.1



$$DTCE_E = 11^{\circ}\text{F} + (78^{\circ}\text{F} - 64^{\circ}\text{F}) + (93^{\circ}\text{F} - 85^{\circ}\text{F})$$

$$DTCE_E = 33^{\circ}\text{F}$$

Sustituimos los valores ya encontrados en ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de la ventana de la pared Norte.

$$Q = 248.97 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}\text{F}} * 33^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 8,544.65 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.3.2) Ganancia de Calor por radiación a través de la Ventanas Norte

Deberemos calcular esta ganancia de calor para las paredes que presenten vidrio en ventanas o puerta compuesta de este material utilizando la ecuación No. 3

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

FGCS, es el factor de ganancia máxima de calor solar, lo determinamos utilizando la tabla A.8 (ver anexos No. 2, página No. 79), para poder utilizar esta tabla debemos saber que utilizaremos la Latitud 8° debido a que esta latitud se encuentra ubicado el área a climatizar, el mes de abril será designado por ser el mes en donde la radiación solar tiene mayor impacto, y la orientación será la Norte ya que es la pared la cual estamos analizando

$$\diamond FGCS = 44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}$$

A = 248.97 ft² área en pies cuadrados de la ventana fabricada en vidrio en la pared dirección norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

CS, se denomina el coeficiente de sombreado que, aplicado a la pared en estudio, esta pared no tiene ningún tipo de sombreado interior, el vidrio utilizado es vidrio sencillo de 1/2" de espesor, utilizando la tabla A.7 (ver anexos No. 2, página No.79).

$$\diamond CS = 0.87$$

❖ FCS,

la tabla A.9 (ver anexos No. 2, página No.80).

$$\diamond CS = 0.73$$



Sustituimos los valores encontrados

$$Q = 44 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 248.97 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 6,957.32 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia de calor total a través de la ventana Norte

Q_T = Ganancia de calor por conducción + Ganancia de calor por radiación

$$Q_T = 8,544.65 \frac{Btu}{hr} + 6,957.32 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 15,501.97 \frac{Btu}{hr}$$

6.4.3.3) Ganancia de Calor por Conducción a través de la Ventana Este

calcular dicho factor deberemos utilizar la Ecuación No. 1

$$Q = U * A * DTCE_e$$

Donde:

❖ **A = 159.52 ft²** área en pies cuadrados de la pared la cual se analizará en nuestro caso la pared norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

U coeficiente de transferencia, en ventanas instaladas en pared norte se obtendrá con la Tabla A.6 (ver anexos No. 2, Pagina No. 80)

$$U = 1.04 \frac{Btu}{ft^2 * Hr * ^\circ F}$$

DTCE_e o diferencia de temperatura para cargas y enfriamiento corregida se determina utilizando la ecuación No. 3

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ F - t_R) + (t_o - 85^\circ F)$$

Donde:

DTCE diferencia de conducción de carga de enfriamiento a través de vidrios se determinará su valor utilizando tabla A.5 (ver anexo 2, página No.79), tomaremos

como las 11 p.m. para poder encontrar este factor deberemos interpolar la hora y el factor antes mencionado.

$$\diamond DTCE = 6.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

T_R , temperatura de recinto o temperatura de diseño

$$\diamond T_R = 64^\circ\text{F}$$

T_o , Temperatura ambiental exterior

$$\diamond T_o = 93^\circ\text{F}$$

Sustituimos valores de ecuación No. 3

$$DTCE_E = 6.5 \text{ } ^\circ\text{F} + (78^\circ\text{F} - 64^\circ\text{F}) + (93^\circ\text{F} - 85^\circ\text{F})$$

$$DTCE_E = 28.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sustituimos los valores ya encontrados en ecuación No. 1 para determinar la ganancia de calor atreves de la ventana de la pared Norte.

$$Q = 159.52 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = 4,728.17 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.3.4) Ganancia de calor por radiación a través de la Ventana Este

Deberemos calcular esta ganancia de calor para las paredes que presenten vidrio en ventanas o puerta compuesta de este material utilizando la ecuación No. 3

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

FGCS, es el factor de ganancia máxima de calor solar, lo determinamos utilizando la tabla A.8 (ver anexos No. 2, página No.80), para poder utilizar esta tabla debemos saber que utilizaremos la Latitud 8° debido a que esta latitud se encuentra ubicado el área a climatizar, el mes de abril será designado por ser el mes en donde la radiación solar tiene mayor impacto, y la orientación será la Este ya que es la pared la cual estamos analizando

$$\diamond FGCS = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2}$$

$A = 159.52 \text{ ft}^2$ área en pies cuadrados de la ventana fabricada en vidrio en la pared dirección norte (dato sustraído de plano del plano arquitectónico)

CS, se denomina el coeficiente de sombreado que, aplicado a la pared en estudio, esta pared no tiene ningún tipo de sombreado interior, el vidrio utilizado es vidrio sencillo de $\frac{1}{2}$ " de espesor, utilizando la tabla A.7 (ver anexos No. 2, página No.80).

$$\diamond \text{ CS} = 0.87$$

\diamond **FCS**,

la tabla A.9 (ver anexos No. 2, página No.82).

$$\diamond \text{ CS} = 0.73$$

Sustituimos los valores encontrados

$$Q = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 159.52 \text{ ft}^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 22,795 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia de calor total a través de la ventana Este

G_T = Ganancia de calor por conducción + Ganancia de calor por radiación

$$G_T = 4,728.17 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 22,725 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$G_T = 27,453.17 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

6.4.4) Ganancia de Calor a través del alumbrado

La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es:

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

(Ecuación 6)

Donde:

Tipo de Luminaria: Lámpara Led de 2 ft x 2 ft, Sylvania modelo 503 LEDS, 108 Watts de consumo eléctrico, 510 mAmp., Lm/Watts: 116 Lm, alimentación eléctrica de 110 – 115 Voltios.

Numero de Lámparas: 3 Lámparas



W = capacidad del alumbrado, watts. En nuestro caso dicha área esta siendo iluminada por 3 lámparas de 18 watts tipo led.

$$\diamond W = 108 \text{ watts} * 3$$

$$\diamond W = 324 \text{ Watts}$$

FB = factor de balastro, lo tomaremos como 1, debido a que este tipo de lámparas no tiene balastro electrónico.

$$\diamond \text{FB} = 1$$

FCE = Este factor lo determina el tipo de uso que tendrá la luminaria, en nuestro caso solo se utilizará en tiempos que se encuentre ocupado el área y funcionando el sistema de climatización será por 8 horas diarias.

$$\diamond \text{FCE} = 1.0$$

Sustituimos en ecuación No. 5.

$$Q = 3.4 * 324 \text{ Watts} * 1 * 1$$

$$Q = 1,101.6 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$$

6.4.5) Ganancia de Calor por ocupantes

Las personas y las actividades que estas realizan en un determinado lugar influyen directamente en la ganancia de calor de un área, y de estas se desprende calor tipo latente y sensible, y las determinaremos con las siguientes ecuaciones.

$$Q_s = q_s * n * \text{FCE}$$

$$Q_l = q_l * n \text{ (Ecuación 7)}$$

En la oficina de Gerente comercialización y mercadeo, habrá una cantidad de 9 personas, con actividad laboral ligera.

Donde:

Q_s, Q_l = Ganancias de calor sensible y latente

q_s = la ganancia de calor sensible la determinaremos utilizando la tabla A.9 (ver Anexos No.2, Página No.81)



$$\diamond q_s = 230 \frac{Btu}{hr}$$

q_s = la ganancia de calor latente sensible la determinaremos utilizando la tabla A.9 (ver Anexos No.2, Página No.81)

$$\diamond q_l = 190 \frac{Btu}{hr}$$

n =Número de personas 9 personas

FCS =Factor de carga de enfriamiento para las personas, tomaremos el valor de 1, debido a que en esta área se trabajaran 8 horas y el sistema de climatización se apagara una vez terminada la jornada laboral de 8 horas.

$$\diamond \mathbf{FCS = 1.0}$$

Cálculo de Ganancia de Calor Sensible y latente por persona sustituyendo ecuación No. 6

$$Q_s = 230 \frac{Btu}{hr} * 9 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{Btu}{Hr} * 9$$

$$Q_s = 2,070 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_l = 1,710 \frac{Btu}{hr}$$

6.4.5.1) Ganancia de calor total por Ocupantes

$$Q_T = \text{Ganancia de Calor Latente} + \text{Ganancia de Calor Sencible}$$

$$Q_T = 2,070 \frac{Btu}{hr} + 1,710 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 3,780 \frac{Btu}{hr}$$

6.4.6) Ganancia de Calor debido a equipos eléctricos

Cada equipo electrónico genera calor y para determinar este valor debemos revisar las placas de consumo de cada equipo

Equipos	Cant.	Potencia Watts	Ganancia calor $\frac{Btu}{Hr}$
Laptop	9	80	2,456.71 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora Multifuncional Epson P420	1	900	3,070.90 $\frac{Btu}{Hr}$
Proyector PowerLite Pro G6050W	1	498	1,692.23 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			7,219.84 $\frac{Btu}{Hr}$

6.4.7) Transferencia de calor de los alrededores

Procederemos a calcular el factor de ganancia de calor debido a los alrededores el factor obtenido de la sustitución de la ecuación No. 9 y 10. Será aplicado a cada total de ganancia de calor ya será por estructuras exteriores o interiores.

Debido a que en la pared Norte, Este, y Oeste tienen composición diferente en cuanto sus materiales procederemos a calcular el Valor de K, de manera individual y después hacer una sola y sustituir el valor en la ecuación No. 10.

$$K = \frac{(U_w A_w + U_g A_g)}{L} \quad \text{(Ecuación 9)}$$

$$K_{\text{Pared N.}} = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 17.61 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 248.97 ft^2\right)}{29.03 ft}$$

$$K_{\text{Pared E}} = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 10.76 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 159.52 ft^2\right)}{29.03 ft}$$

$$K_{\text{Pared O}} = \frac{\left(0.12 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 189.55 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 0\right)}{19.26 ft}$$

$$K = K_{\text{Pared N.}} + K_{\text{Pared E.}} + K_{\text{Pared O.}}$$

$$K = \frac{269.14 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 172.19 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 22.746 \frac{Btu}{hr * ^\circ F}}{77.32 ft}$$

$$K = 6.00 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_c = 1 - 0.02 K$$

Ecuación No.10

$$F_C = 1 - 0.02 \left(6.00 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft} * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} \right)$$

$$F_C = 0.87$$

La ganancia de calor sensible debido a conducción, radiación solar. Alumbrado, personas y equipos eléctricos se debe de multiplicar por el factor $F_C = 0.87$, debido a que esta la carga real que sufra una reducción del 13%.

6.4.8) Ganancia de calor por infiltración

Las infiltraciones en verano provienen, sobre todo a la acción del viento sobre la fachada expuesta al mismo, y se calculara utilizando la siguiente ecuación No.8

$$Q_{\text{infiltracion}} = \text{Ganancia de calor total del recinto} * 3\%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 53,286.69 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3\%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 54,885.50 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

6.4.9) Factor de Seguridad

Es muy importante tener un margen de seguridad estimada debido al mal uso del sistema de climatización o por la ocupación de personas las cuales no estuvieron prevista en nuestros cálculos, este facto se toma por criterio y experiencia propia y utilizaremos el 10% de la ganancia total de calor.



6.5) Carga térmica por áreas del Edificio para Oficinas propiedad de Cero Grados Nicaragua S.A.

Área: Gerente de Comercialización y Mercadeo					
Área	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso	0.092	559.18	92.00	0.87	4,117.62
Pared Norte	0.585	17.61	35.00	0.87	313.69
Pared Este	0.585	10.76	59.00	0.87	323.10
Pared Sur					0.00
Pared Oeste	0.120	189.55	32.00	0.87	633.25
Piso					0.00
Puerta					0.00
Ventana Norte		15,501.97		0.87	13,486.71
Ventana Este		27,453.17		0.87	23,884.26
Iluminación		1,101.60		0.87	958.39
Personas Qs		2,070.00		0.87	1,800.90
Personas QI		1,710.00		0.87	1,487.70
Aparatos Eléctricos		7,219.84		0.87	6,281.26
Infiltración		53,286.89		3%	1,598.61
Sub-Total					54,885.50
Factor de Seguridad		10%			5,488.55
Carga de Enfriamiento Total					60,374.05



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**

Área	Contabilidad					Área	Sala de Juntas				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr		U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso	0.092	210.10	92.00	0.82	1,458.19	Techo / cielo Falso	0.092	404.29	92	0.85	2,908.62
Pared Norte				0.82	0.00	Pared Norte					
Pared Este	0.585	5.38	59.00	0.82	152.27	Pared Este	0.585	10.76	59	0.85	315.67
Pared Sur					0.00	Pared Sur	0.400	93.64	29	0.85	923.29
Pared Oeste					0.00	Pared Oeste					
Piso					0.00	Piso					
Puerta					0.00	Puerta					
Ventana Este		13,731.94		0.82	11,260.19	Ventana Este		27,523.17		0.85	23,394.69
Ventana Norte					0.00	Ventana Norte					
Iluminación		360.40		0.82	295.53	Iluminación		540.60		0.85	459.51
Personas Qs		1,380.00		0.82	1,131.60	Personas Qs		2,530.00		0.85	2,150.50
Personas Ql		1,140.00		0.82	934.80	Personas Ql		2,090.00		0.85	1,776.50
Aparatos Eléctricos		2,354.35		0.82	1,930.57	Aparatos Eléctricos		8,989.03		0.85	7,640.68
Infiltración		17,163.15		3%	514.89	Infiltración		39,569.47		3%	1,187.08
Sub-Total					17,678.04	Sub-Total					40,756.55
Factor de Seguridad		10%			1,767.80	Factor de Seguridad		10%			4,075.66
Carga de Enfriamiento Total					19,445.85	Carga de Enfriamiento Total					44,832.21

Área	Informática					Área	Asesor Legal				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr		U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso	0.092	87.38	92.00	0.85	628.65	Techo / cielo Falso	0.092	87.38	92	0.81	599.06
Pared Norte				0.85		Pared Norte					
Pared Este	0.585	5.38	59.00	0.85	157.84	Pared Este	0.585	5.38	59	0.81	150.41
Pared Sur				0.85	0.00	Pared Sur				1.00	0.00
Pared Oeste	0.400	46.50	29.00	0.85	458.49	Pared Oeste				1.00	
Piso				0.85		Piso					
Puerta				0.85		Puerta					
Ventana Este		13,761.58		0.85	11,697.34	Ventana Este		13,761.59		0.81	11,146.89
Ventana Norte				0.85		Ventana Norte					
Iluminación		180.20		0.85	153.17	Iluminación		180.20		0.81	145.96
Personas Qs		690.00		0.85	586.50	Personas Qs		690.00		0.81	558.90
Personas Ql		570.00		0.85	484.50	Personas Ql		570.00		0.81	461.70
Aparatos Eléctricos		3,139.20		0.85	2,668.32	Aparatos Eléctricos		818.83		0.81	663.25
Infiltración		16,834.81		3%	505.04	Infiltración		13,726.17		3%	411.79
Sub-Total					17,339.85	Sub-Total					14,137.96
Factor de Seguridad		10%			1,733.99	Factor de Seguridad		10%			1,413.80
Carga de Enfriamiento Total					19,073.84	Carga de Enfriamiento Total					15,551.76

Área	Asistente de Gerente					Área	Departamento de Ingeniería				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr		U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso	0.092	204.10	92.00	0.82	1,416.55	Techo / cielo Falso	0.092	87.40	92	0.90	665.78
Pared Norte					0.00	Pared Norte					
Pared Este	0.585	5.38	59.00	0.82	152.27	Pared Este	0.585	5.38	59	0.90	167.12
Pared Sur					0.00	Pared Sur	0.120	92.68	34	0.90	340.32
Pared Oeste					0.00	Pared Oeste	0.400	69.43	29	0.90	724.85
Piso					0.00	Piso					
Puerta					0.00	Puerta					
Ventana Este		13,761.59		0.82	11,284.50	Ventana Este		13,761.59		0.90	12,385.43
Ventana Norte					0.00	Ventana Norte					
Iluminación		720.80		0.82	591.06	Iluminación		180.20		0.90	162.18
Personas Qs		1,150.00		0.82	943.00	Personas Qs		1,150.00		0.90	1,035.00
Personas Ql		950.00		0.82	779.00	Personas Ql		950.00		0.90	855.00
Aparatos Eléctricos		4,525.99		0.82	3,711.31	Aparatos Eléctricos		2,456.72		0.90	2,211.05
Infiltración		18,877.69		3%	566.33	Infiltración		18,546.73		3%	556.40
Sub-Total					19,444.02	Sub-Total					19,103.13
Factor de Seguridad		10%			1,944.40	Factor de Seguridad		10%			1,910.31
Carga de Enfriamiento Total					21,388.43	Carga de Enfriamiento Total					21,013.45



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**

Área	Gerente General					Área	Sala de Espera				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr		U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso	0.092	133.40	92.00	0.96	1,083.93	Techo / cielo Falso	0.092	629.30	92	0.93	4,953.55
Pared Norte						Pared Norte				0.93	
Pared Este	0.400	92.03	29.00	0.96	1,024.85	Pared Este		1,001.43		0.93	931.33
Pared Sur	0.120	141.11	34.00	0.96	552.70	Pared Sur		3,567.89		0.93	3,318.14
Pared Oeste	0.120	92.03	32.00	0.96	339.26	Pared Oeste	0.120	416.000	32.0	0.93	1,485.62
Piso						Piso				0.93	
Puerta	0.470	22.60	29.00	0.96	295.72	Puerta				0.93	
Ventana Este					0.00	Ventana Este				0.93	
Ventana Norte						Ventana Norte				0.93	
Iluminación		360.40		0.96	345.98	Iluminación		1,081.20		0.93	1,005.52
Personas Qs		690.00		0.96	662.40	Personas Qs		2,300.00		0.93	2,139.00
Personas Ql		570.00		0.96	547.20	Personas Ql		1,900.00		0.93	1,767.00
Aparatos Eléctricos		4,218.92		1.00	4,218.92	Aparatos Eléctricos		4,108.73		0.93	3,821.12
Infiltración		9,070.96		3%	272.13	Infiltración		19,421.27		3%	582.64
Sub-Total					9,343.09	Sub-Total					20,003.91
Factor de Seguridad	10%				934.31	Factor de Seguridad	10%				2,000.39
Carga de Enfriamiento Total					10,277.40	Carga de Enfriamiento Total					22,004.30

Área	Sala de Ventas					Área	Caja 1 y Caja 2				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr		U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso					0.00	Techo / cielo Falso					
Pared Norte	0.585	153.06	35.00	0.89	2,789.17	Pared Norte					
Pared Este	0.585	143.28	59.00	0.89	4,401.33	Pared Este	0.400	62.96	29.00	0.96	701.12
Pared Sur					0.00	Pared Sur	0.212	143.69	29.00	0.96	848.07
Pared Oeste	0.212	301.39	32.00	0.89	1,819.72	Pared Oeste	0.212	93.65	32.00	0.96	609.91
Piso					0.00	Piso					0.00
Puerta Este					0.00	Puerta	0.470	20.60	29.00	0.96	269.55
Ventana Este		31,129.22		0.89	27,705.00	Ventana Este					0.00
Ventana Norte		11,439.60		0.89	10,181.24	Ventana Norte					0.00
Iluminación		4,039.20		0.89	3,594.89	Iluminación		360.40		0.96	345.98
Personas Qs		8,280.00		0.89	7,369.20	Personas Qs		920.00		0.96	883.20
Personas Ql		6,840.00		0.89	6,087.60	Personas Ql		760.00		0.96	729.60
Aparatos Eléctricos		9,330.23		0.89	8,303.90	Aparatos Eléctricos		1,944.90		0.96	1,867.10
Infiltración		72,252.06		3%	2,167.56	Infiltración		6,254.54		3%	187.64
Sub-Total					74,419.62	Sub-Total					6,442.17
Factor de Seguridad	10%				7,441.96	Factor de Seguridad	10%				644.22
Carga de Enfriamiento Total					81,861.58	Carga de Enfriamiento Total					7,086.39

Área	Gerente de Ventas				
	U	A	DTCEe	Fc	Btu/hr
Techo / cielo Falso					0.00
Pared Norte					
Pared Este	0.585	50.70	59.00	0.90	1,574.92
Pared Sur	0.212	92.03	29.00	0.90	509.22
Pared Oeste	0.400	92.03	29.00	0.90	960.79
Piso					
Puerta					
Ventana Este		10,376.40		0.90	9,338.76
Ventana Norte					
Iluminación		180.20		0.90	162.18
Personas Qs		690.00		0.90	621.00
Personas Ql		570.00		0.90	513.00
Aparatos Eléctricos		818.91		0.90	737.02
Infiltración		14,416.89		3%	432.51
Sub-Total					14,849.40
Factor de Seguridad	10%				1,484.94
Carga de Enfriamiento Total					16,334.34

VII. SELECCIÓN DE SISTEMA DE CLIMATIZACION

Según cálculo de carga térmica realizado en cada área del edificio de Cero Grados Nicaragua S.A. se requiere 413,985 Btu/hr para alcanzar los niveles de climatización deseados.

Antes de seleccionar el tipo de sistema de climatización que se designara es necesario estudiar a detalle los planos arquitectónicos del edificio en mención, esto nos ayudara a tener una idea clara del tipo de evaporador que se adopta correctamente para climatizar el área, de la misma manera dará la pauta para seleccionar correctamente el tipo de sistema de distribución de refrigerante.

Tomando en cuenta que la edificación será de 2 plantas y el cliente necesita colocar la unidad exterior en la costa izquierda del edificio, necesitando grandes recorridos de tubería para la conexión de la unidad interior y la unidad exterior. Tomando en cuenta, también el cliente solicita tener control a distancia de todas las unidades de climatización.

Con las unidades individuales no podríamos cumplir con los requerimientos solicitados debido a esto seleccionaremos el sistema de climatización mediante tecnología VRF (Refrigerante de Volumen Variable).

7.1) Generalidades del sistema VRF

VRF cuyas siglas en ingles significa (Variable Refrigerant Flow o Flujo de Refrigerante Variable), Lo podríamos definir como un sistema de acondicionamiento de aire por compresión de vapor, basado en los ciclos termodinámicos de expansión directa, donde el gas refrigerante es directamente conducido, mediante caudal variable, a las unidades terminales que son las encargadas de producir frío (por evaporación del fluido). Todas las unidades interiores pertenecientes a un mismo circuito frigorífico están conectadas a su respectiva unidad exterior mediante un bus de comunicación que informa sobre el estado de las unidades interiores a unos microprocesadores. Éstos son los que regulan la cantidad de fluido refrigerante que hay que comprimir y transportar para satisfacer la demanda térmica

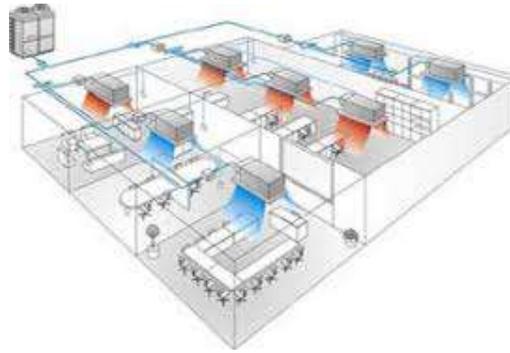


Figura N° 8. Esquema de funcionamiento de Sistema VRF en modo Calefacción y Enfriamiento

7.2) Beneficios del sistema VRF

- Bajo Consumo de energía (usa solo la energía necesaria).
- Baja corriente de arranque: En algunas tarifas eléctricas esta característica disminuye considerablemente los cargos por demanda.
- Confiabilidad: Al ser modular permite alternar el uso de sus compresores, extendiendo su vida útil y garantizando tener disponibilidad sustitutiva cuando algún compresor se daña.
- Mayor confort: Su tecnología Inverter le permite alcanzar la temperatura deseada en poco tiempo y mantenerla dentro de un rango mínimo de variación, sin percibir cambios drásticos de temperatura como sucede en los sistemas convencionales de operación encendido/apagado. Satisface los requerimientos de enfriamiento y calefacción en un amplio rango de condiciones exteriores.
- Escalabilidad: Por su diseño modular, es posible elegir distintas combinaciones de condensadoras para alcanzar la capacidad deseada de acuerdo con las características del área a acondicionar (por niveles, por espacio disponible, por zonas, etc.), lo que lo hace un sistema flexible.
- Fácil instalación y Mantenimiento: Los **sistemas VRF** son equipos de alta tecnología, con componentes electrónicos que permiten el autodiagnóstico para su fácil programación de mantenimiento o reporte puntual del origen de la falla.

Su instalación de tubería de cobre, soldadura y aislamiento, representan un proceso fácil de realizar por ser ya muy dominado por las empresas instaladoras de sistemas de AA.

Su proceso de programación es altamente intuitivo y va guiando al programador de manera rápida y sencilla asegurando cada punto de revisión del proceso, garantizando la correcta configuración del sistema, dejándolo listo para operar.

7.3) Selección de Unidades Interiores, Exteriores y Controles

Haciendo uso de Software de Selección de sistema VRF de la Marca Mitsubishi llamado Diamont System Builder, el cual es una herramienta de diseño y selección de equipos que nos facilita la tarea de encontrar todos los componentes correctos para el buen diseño y funcionamiento del sistema.



Figura No. 9 interfase de inicio de sistema Diamond System Builder

En Figura No.9 se muestra la interfase de inicio del software este se encuentra disponible en la página del fabricante.

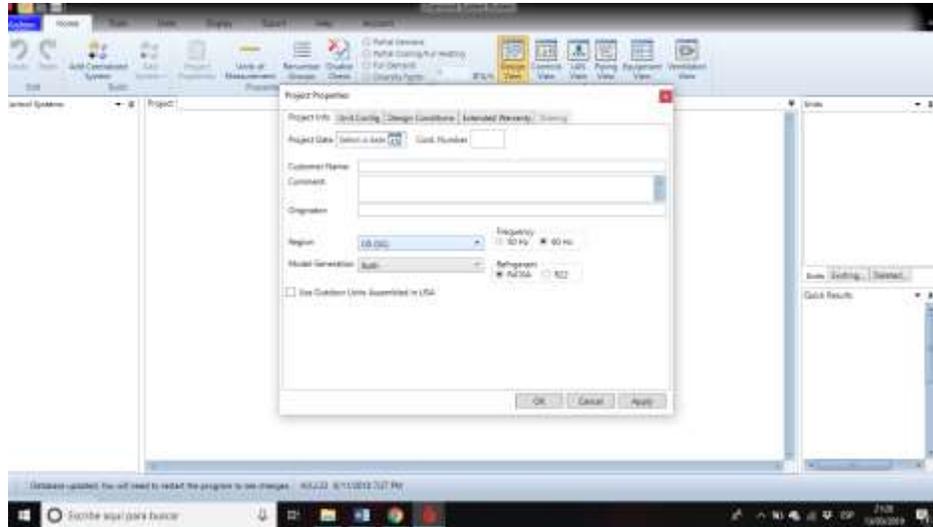


Figura No. 10 Cuadro de dialogo de inicio de proyecto

En ventana de inicio se introducen todos los datos generales del proyecto, unidades de medida con las cuales iniciara el programa, región que pertenece el país en donde está ubicado el proyecto, el tipo de refrigerante del sistema y condiciones de diseño tales como Humedad relativa y Temperatura Bulbo seco y Bulbo húmedo de área a climatizar.

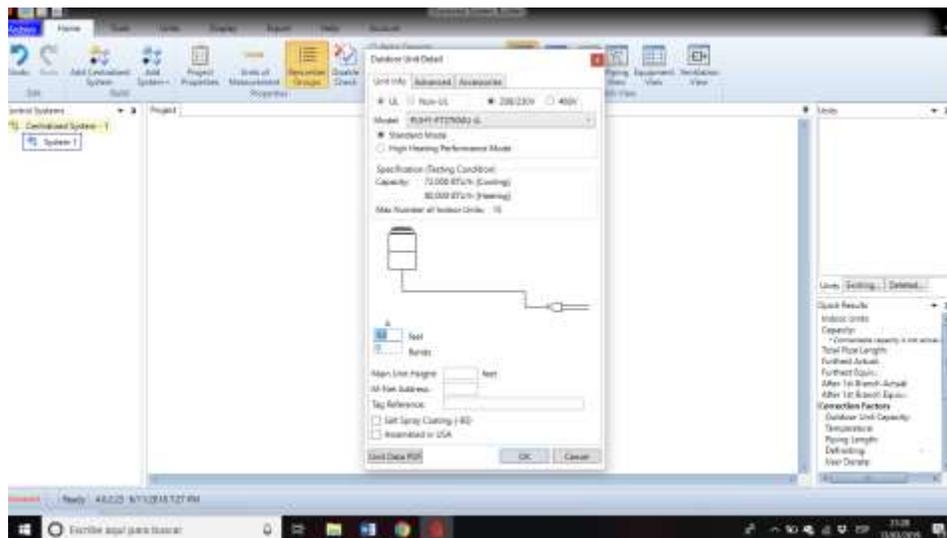


Figura No. 11 ventana de selección de Unidad Exterior

En este apartado es necesario conocer las condiciones eléctricas y de ubicación que presenta el edificio para la selección de la unidad condensadora, acá se selecciona el voltaje, accesorios y distancias de tuberías hasta la primera derivación de tubería.

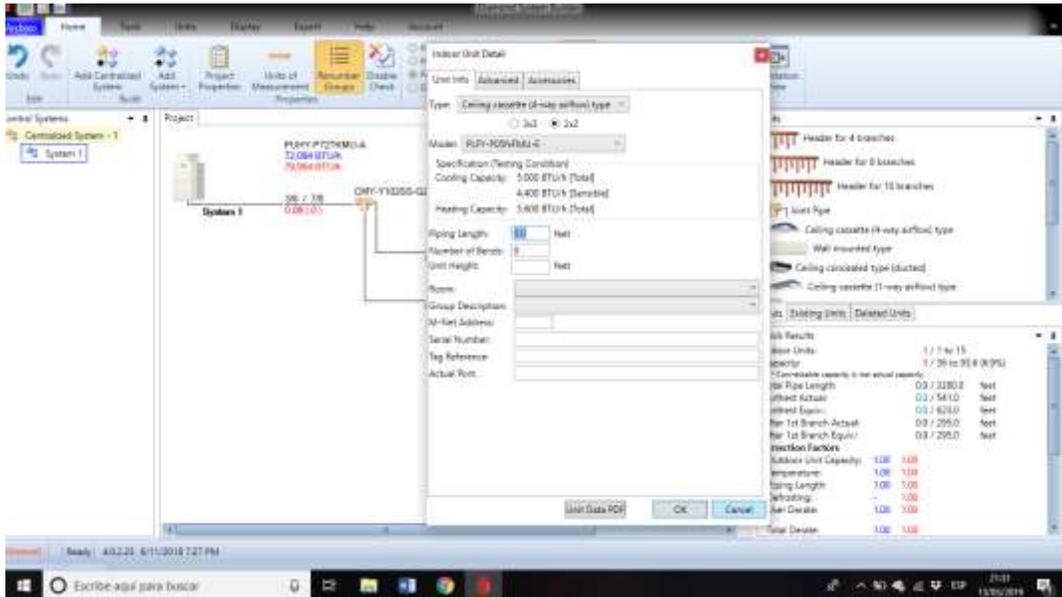


Figura No. 12 ventana de selección de unidad Interior

En esta ventana se selecciona el tipo de unidad interior y la capacidad de enfriamiento en Btu /hr, la cual requiere el área a climatizar, ya sea ceiling cassette, Split pared, o Split piso techo.

Una vez realizado la selección de elementos necesarios del sistema se procede a conectar entre si todos elementos, siguiendo la trayectoria que se requiere en planos arquitectónicos.

7.3.1) Unidades Interiores

Por indicaciones de los dueños del edificio se nos orientó que las unidades interiores serian tipo ceiling cassette, ya que este tipo de Unidad evaporadora es muy estética dejando a la vista solo su panel decorativo y el resto del cuerpo se encuentra en cielo suspendido a continuación se detalla las capacidades por áreas y tipo de unidad instalada.



Figura N° 13 Ceiling Cassete de 4 vías

Planta Alta

Gerencia de Comercialización: 2 unidades Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP36NEMU-E con capacidad de enfriamiento individual de 31,820 Btu/hr, aportando al área a climatizar un total de 63,640 Btu/hr. se seleccionaron dos unidades para este recinto debido a que las combinaciones de estas dos suplirán la demanda de climatización de esta área, según el cálculo de carga térmica calculado anteriormente esta área necesita 60,374 Btu/hr.

Contabilidad: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP24NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 21,213 Btu/hr, y este recinto necesita 19,445 Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área.

Sala de Juntas: 2 unidades Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP30NEMU-E con capacidad de enfriamiento individual de 26,516 Btu/hr, aportando al área a climatizar 53,033 Btu/hr, según cálculo de carga térmica realizado anteriormente demuestra que dicha área necesita 44,832 Btu/hr.

Informática: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP24NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 21,213 Btu/hr, y este recinto necesita 19,445 Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área

Asesor Legal: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP18NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 15,910 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 15,551 Btu/Hr.

Sala de Espera: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP30NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 26,516 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 22,004 Btu/Hr.



Departamento de Ingeniería: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP24NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 21,213 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 21,013 Btu/Hr.

Departamento de Ingeniería: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP24NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 21,213 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 21,013 Btu/Hr.

Gerente General: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP12NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 10,607 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 10,277 Btu/Hr.

Asistente de Gerente: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP24NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 21,213 Btu/hr, y este recinto necesita Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área 22,004 Btu/Hr.

Planta Baja

Sala de Ventas: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP36NEMU-E con capacidad de enfriamiento individual de 32,338 Btu/hr, y 2 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP30NEMU-E con capacidad de enfriamiento individual de 26,948 Btu/hr aportando al área a climatizar un total de 86,234 Btu/hr y esta área necesita 81,861 Btu/Hr.

Caja 1 y 2: 1 unidad Cassete de 2 vías, modelo PLFY-P12NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 10,779 Btu/hr, y este recinto necesita 7,086 Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área.

Gerente de Ventas: 1 unidad Cassete de 4 vías, modelo PLFY-EP18NEMU-E con capacidad de enfriamiento de 16,169 Btu/hr, y este recinto necesita 16,334 Btu/hr. siendo esta unidad la idónea para climatizar esta área.

7.3.2) Unidades Exteriores

En el sistema de climatización tipo de VRF para poder abastecer de fluido refrigerante a las unidades interiores es posible interconectar condensadores con sistema Inverter de gran capacidad, todas trabajando en simultaneo.

Planta Alta

Para poder abastecer todas las unidades interiores de la planta alta del edificio de Cero Grados Nicaragua S.A., el Programa Diamond System Builder de Mitsubishi, recomienda la instalación de Unidad condensadora combinada cuyo modelo es PUHY-P288TSLMU-A (-BS), cuya capacidad combinada es de 288,000 Btu/Hr, esta unidad está compuesta por tres condensadores con los siguientes modelos 1 PUHY-P120TLMU-A (-BS), capacidad de enfriamiento 120,000 Btu/Hr, 1 PUHY-P196TLMU-A (-BS), capacidad de enfriamiento 96,000 Btu/Hr, 1 PUHY-P072TLMU-A (-BS), capacidad de enfriamiento 72,000 Btu/Hr. (Ver ficha técnica en Anexos No.4, Pagina No.132)



Figura N°14. Sistema de Condensadores modulares para sistema VRF correspondiente a la planta Alta, modelo PUHY-P288TSLMU-A (-BS) con capacidad de 288,000 Btu/hr

Planta Baja

Para poder abastecer todas las unidades interiores de la planta alta del edificio de Cero Grados Nicaragua S.A., el Programa Diamond System Builder de Mitsubishi, recomienda la instalación de Unidad condensadora combinada cuyo modelo es PUHY-P144TSLMU-A (-BS) 144,000 Btu/Hr, cuya capacidad combinada es de 144,000 Btu/Hr, esta unidad está compuesta por tres condensadores con los siguientes modelos 1 PUHY-P072TLMU-A (-BS), capacidad de enfriamiento 72,000 Btu/Hr, 1 PUHY-P072TLMU-A (-BS), capacidad de enfriamiento 72,000 Btu/Hr. (Ver ficha técnica en Anexos No. 4, Pagina No.133)



Figura N° 15. Sistema de Condensadores modulares para sistema VRF correspondiente a la planta baja, modelo PUHY-P144TSLMU-A (-BS) con capacidad de 144,000 Btu/hr

7.3.3) Mando y control

Uno de los beneficios más importantes del sistema VRF, es su mando de control de este podremos acceder a diferentes tipos de configuraciones ya sea de control de 1 termostato por evaporador o 1 termostato el cual controla hasta 8 evaporadores, también se puede configurar de manera centralizada el cual un control madre se encuentra intercomunicado con los demás controles unitarios, su instalación es sencilla, para nuestro diseño asignaremos 1 control centralizado para control de todo el sistema de climatización y control individual por zona.

7.3.3.1) Control Centralizado

Se escogió el control centralizado Modelo AE-200A , con esta control se podrá manipular de manera remota todas la unidades interiores y exterior del sistema de planta baja y planta alta, las funciones a las cuales se puede acceder con este control son:

- Apagado y encendido de Unidades interiores.
 - Apagado y encendido de unidades exteriores.
 - Control de temperatura de todas las unidades interiores.
 - Programación y encendido y apagado automático.
 - Diagnóstico de avería por unidad de Aire acondicionado.
- (Ver ficha técnica en Anexos No.4, Pagina No 147-148).



Figura N° 16. Control Centralizado Modelo AE-200A

7.3.3.2) Control Digital unitario para grupos de evaporadores

Para el control de cada unidad evaporadora de todo el sistema de climatización se utilizará el control termostato Modelo PAR-U01MEDU-K, este tipo empotrable en pared y es de conexión alámbrica con este control se puede acceder a las siguientes funciones:

- Control de Encendido y Apagado de la unidad
 - Control de temperatura de evaporador interconectado
 - Control de velocidad de blower, movimiento de alabes de distribución e aire.
 - Control de Potencia de climatización (Modo Cool, Modo DRy, Modo Recycle)
- (Ver ficha técnica en Anexos No. 4, Pagina No.149-151)



Figura N°17. Control termostato de uso unitario modelo PAR-U01MEDU-K

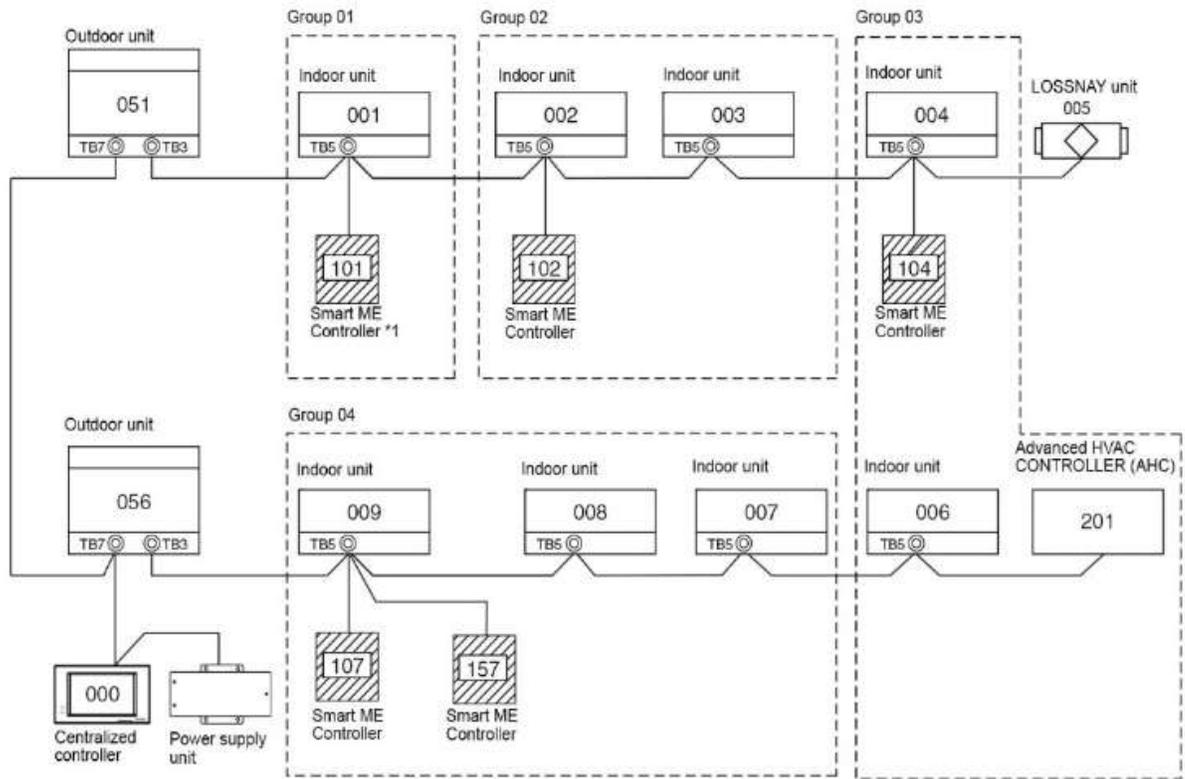


Figura N° 18. Diagrama de conexión de Control unitario modelo PAR-U01MEDU-K con unidades evaporadores

7.3.4) Esquema de Sistema de Climatización por Medio VRF

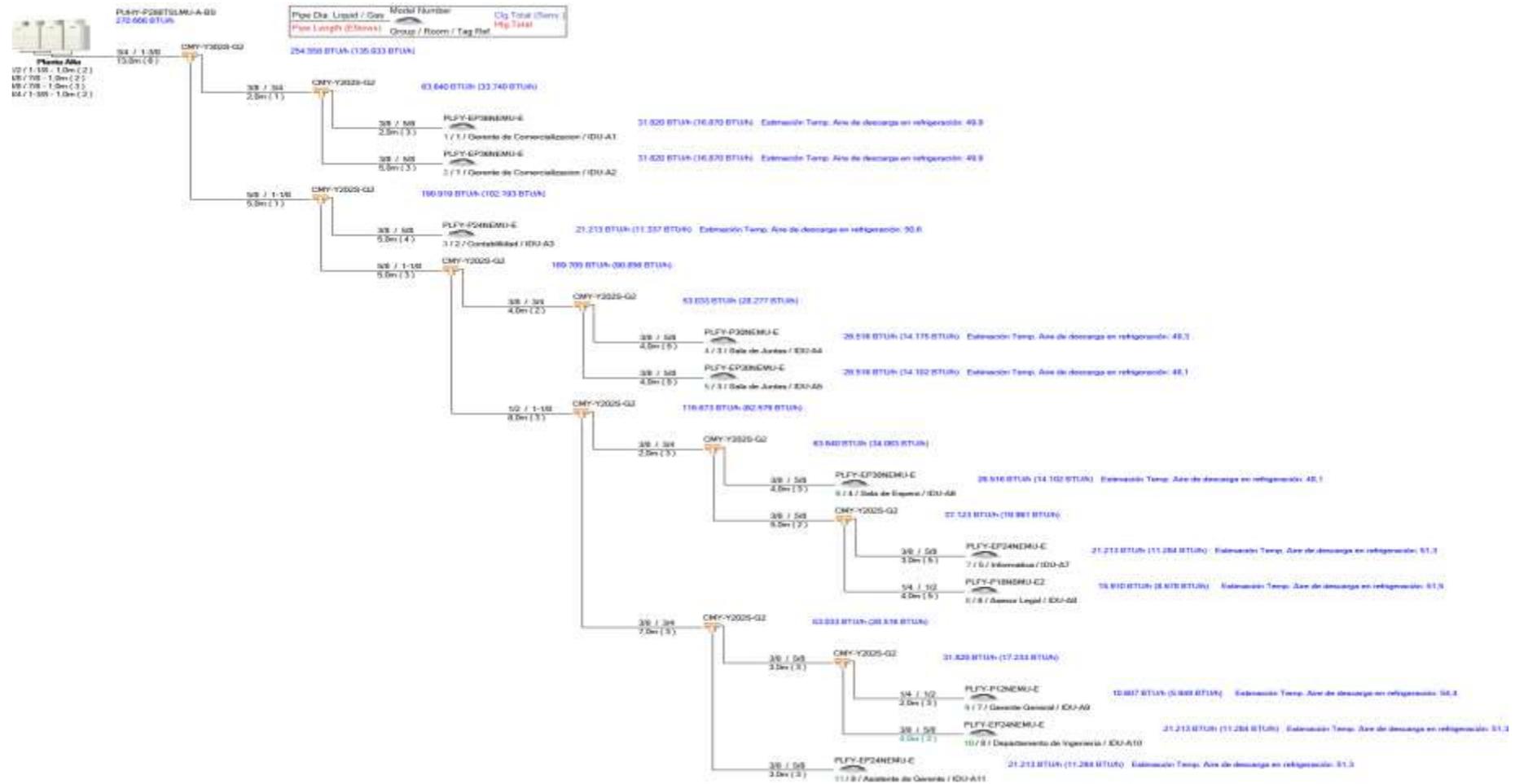


Figura N° 19. Diseño de distribución y conexión para Planta Alta de unidades interiores y exteriores con sus componentes

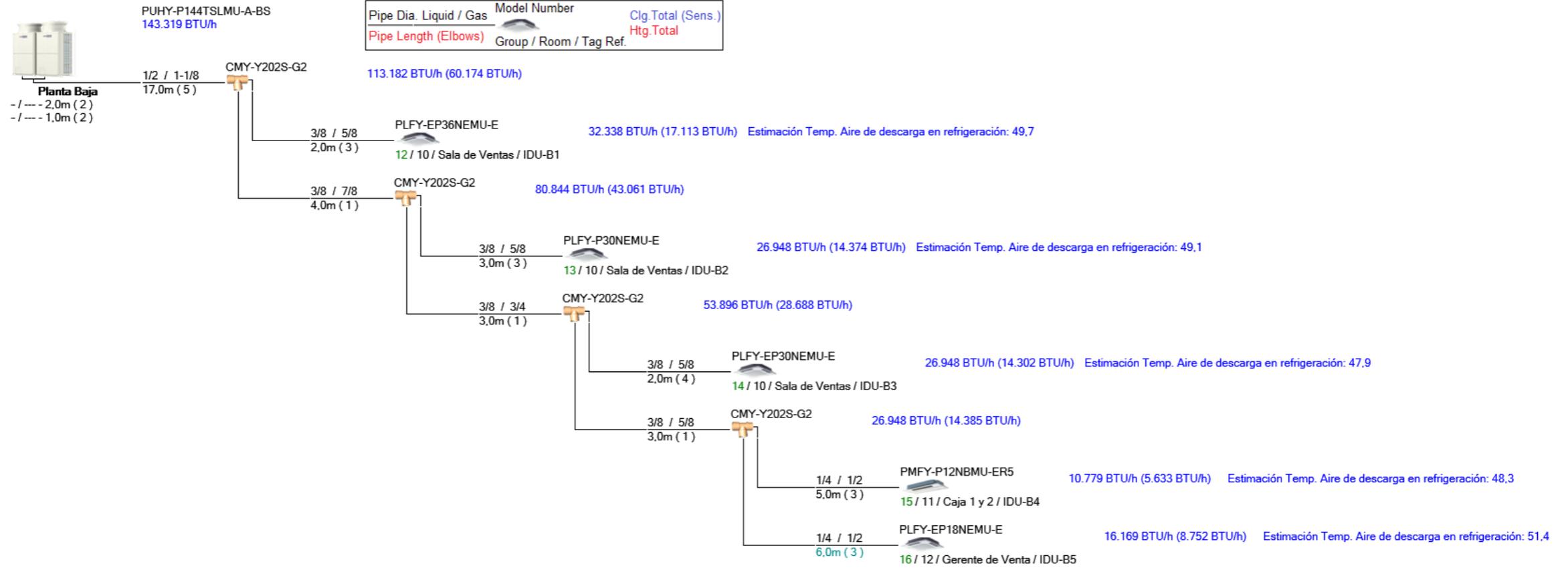


Figura N° 20. Diseño de distribución y conexión para Planta Baja de unidades interiores y exteriores con sus componentes

VIII. CONCLUSIONES

1. Las condiciones de diseño para el edificio Cero Grados Nicaragua serán de $18^{\circ} \text{C} \approx 64^{\circ} \text{F}$, y una Humedad Relativa del 55% .
2. Haciendo uso de los planos arquitectónicos del edificio a climatizar y Utilizando las condiciones de diseño previamente establecidas y aplicando las fórmulas para la estimación de carga térmica mediante el método CLTD se realizó calculo detallado en las 12 zonas serán necesarios 413,985 Btu/hr, para lograr satisfacer la carga de enfriamiento necesario para alcanzar los parámetros de diseño.
3. Tomando en cuenta la estructura interna de cada área que se pretende climatizar y demanda de enfriamiento de cada recinto se propone instalar unidades interiores tipo Cassete de 4 vías y Cassete de 2 vías respectivamente cuya capacidad no exceda lo necesitado por cada recinto, y alimentadas por un sistema de Refrigerante Variable (VRF) marca Mitsubishi.
4. Se establece un que el sistema de climatización tipo VRF será instalado en dos bloques, siendo el sistema de plata alta, que constará de 11 unidades evaporadoras y tres unidades condensadoras combinadas de 270,666 Btu/hr y sistema de planta baja será de 5 unidades evaporadoras y dos unidades condensadoras combinadas de 143,319 Btu/hr, las cuales serán controladas por medio de un control central de mando a distancia

IX. BIBLIOGRAFIA

- ASHRAE. (2013). ASHRAE Handbook - Fundamentals.
- Acondicionamiento de aire: Principios y sistema, Edward G. Pita, Primera edición, 1994.
- Manual de Aire acondicionado, Carrier Air Conditioning Company, 1980.
- Cengel, Y. (2012). Termodinámica. México: McGraw-Hill.
- Electricfor. (s.f.). Recuperado el 10 de Diciembre de 2017, de <http://www.electricfor.es>: <http://www.electricfor.es/es/17758/diccionario/Calor-latente.htm>
- Franco Lijó, J. M. (2008). Manual de refrigeración. Barcelona: Reverté.
- Miranda, Á. L. (s.f.). Nueva enciclopedia de la climatización - aire acondicionado. Madrid: Ediciones CEAC.
- Ruano Domínguez, R. (s.f.). Propiedades de los refrigerantes. Recuperado el 15 de Diciembre de 2017, de Ingeniería energética general: <http://www.energianow.com>
- www.shipjournal.co. (s.f.). Recuperado el 01 de diciembre de 2017, de Estudio comparativo del método de cálculo de carga térmica para sistemas de aire acondicionado.



ANEXOS



X. ANEXOS

10.1) Anexos 1. Datos Climáticos



INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
 DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
 RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO

Estación: AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA/

Código: 89027

Departamento:

Municipio: MANAGUA

Latitud: 12°08'36"

Longitud: 86°09'49"

Año: 2015

Elevación: 56 msnm

Parámetro: Temperatura Máxima (°C)

Tipo: H&P

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Máximo
1	34.0	33.0	34.8	35.3	36.4	34.2	34.2	34.4	35.7	34.7	33.5	33.1	36.4
2	33.8	34.3	33.4	35.8	36.1	36.5	34.8	34.7	33.8	31.3	33.9	33.0	36.5
3	33.5	33.4	34.2	36.3	34.1	34.5	33.7	34.5	33.7	32.3	33.7	34.4	36.3
4	33.3	34.3	34.5	35.9	35.7	32.8	33.5	35.4	34.8	33.9	33.4	34.7	35.9
5	32.7	34.4	35.3	35.9	35.3	32.9	34.1	34.9	34.2	35.0	33.6	31.7	35.9
6	33.0	35.0	33.7	35.1	36.1	34.7	33.7	35.0	33.5	35.5	33.1	34.1	36.1
7	31.4	33.4	33.9	35.7	36.7	30.1	32.8	34.5	32.9	35.9	33.0	33.7	36.7
8	29.7	32.5	34.6	35.8	36.5	27.5	33.1	33.7	35.7	34.2	33.5	33.5	36.5
9	32.7	33.7	35.0	36.5	36.5	33.9	28.3	35.6	34.3	34.9	33.9	34.5	36.5
10	32.1	33.1	32.5	36.9	35.8	31.0	30.2	35.0	32.2	34.0	32.7	33.7	36.9
11	33.5	33.3	35.3	34.8	35.7	33.3	31.3	32.0	34.3	34.1	32.9	32.5	35.7
12	34.2	33.5	35.0	36.8	36.1	32.2	34.2	34.9	34.9	33.6	32.3	34.2	36.8
13	33.6	33.9	36.0	36.8	35.5	33.3	33.1	34.1	34.0	33.6	33.4	34.3	36.8
14	33.8	32.3	33.5	36.7	36.1	34.4	32.5	35.2	35.7	32.7	33.2	33.9	36.7
15	31.7	32.5	33.7	35.4	34.7	34.7	33.5	33.0	36.4	32.5	33.7	33.7	36.4
16	33.3	33.8	35.1	36.8	36.7	33.1	32.9	30.9	36.6	31.9	33.3	34.3	36.8
17	31.8	34.0	32.9	36.5	33.6	34.6	34.4	35.3	35.3	31.1	33.5	34.3	36.5
18	32.8	34.5	34.0	36.5	33.6	34.5	34.5	35.9	33.3	31.5	34.0	34.7	36.5
19	33.7	34.3	34.5	36.5	33.7	33.2	33.5	35.1	33.2	33.7	33.6	33.7	36.5
20	32.4	32.5	34.7	36.5	35.4	33.3	32.6	35.5	34.8	32.7	29.7	33.3	36.5
21	33.9	32.7	35.3	37.0	34.5	33.1	33.2	36.0	35.0	33.6	31.7	33.9	37
22	33.5	35.0	34.9	37.5	32.5	34.6	32.0	33.4	33.6	33.7	31.7	35.0	37.5
23	33.5	34.0	35.2	37.1	34.1	33.0	31.7	32.1	31.3	33.6	33.1	34.2	37.1
24	33.2	34.6	35.5	37.3	34.3	35.0	33.0	35.3	30.3	33.6	33.7	35.2	37.3
25	33.1	34.6	35.5	36.5	32.9	33.9	34.9	35.5	32.2	33.6	32.9	33.9	36.5
26	33.0	34.5	35.2	36.0	34.9	33.7	34.5	35.0	33.7	33.1	33.2	34.6	36
27	33.6	35.5	35.6	36.1	34.3	34.7	34.8	35.7	33.1	33.3	32.7	34.1	36.1
28	32.8	35.1	35.1	37.2	34.8	34.8	34.5	35.3	34.2	33.3	33.2	35.2	37.2
29	32.7	-	36.7	37.3	33.9	33.5	34.7	35.4	34.3	33.7	33.0	34.5	37.3
30	32.6	-	35.5	30.4	34.3	34.6	33.9	36.5	34.4	34.0	33.3	35.5	36.5
31	32.5	-	35.6	-	35.1	-	34.0	36.4	-	33.5	-	33.0	36.4
Suma	1020.6	947.7	1076.7	1084.9	1064.9	1005.6	1032.1	1076.2	1021.2	1036.1	992.4	1054.4	1133.8
Media	32.9	33.8	34.7	36.2	35.0	33.5	33.3	34.7	34.0	33.5	33.1	34.9	36.6
Max	34.2	35.5	36.7	37.5	36.7	36.5	34.9	36.5	36.6	35.9	34.9	35.5	37.5
Min	29.7	32.3	32.5	30.4	32.5	27.5	28.3	30.9	30.3	31.1	29.7	31.7	35.7



INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO

Estación: AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA /
Departamento:
Latitud: 12°08'36"
Año: 2014
Parámetro: Temperatura Máxima (°C)

Código: 69027
Municipio: MANAGUA
Longitud: 86°09'49"
Elevación: 56 msnm
Tipo: HMP

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Máximo
1	32.9	33.5	34.8	35.3	35.1	34.8	33.9	35.2	34.7	33.3	33.2	32.7	35.3
2	33.0	33.2	33.2	36.3	36.8	35.2	32.7	35.5	34.9	33.7	31.0	32.0	36.6
3	32.4	33.9	34.5	36.2	35.4	35.7	32.9	33.7	33.7	33.4	30.8	32.3	36.2
4	32.3	33.5	34.1	36.4	37.1	34.3	32.9	35.3	34.0	32.0	31.4	32.2	37.1
5	32.7	33.6	33.9	36.0	35.0	35.5	33.7	36.1	32.3	31.7	33.0	32.5	36.1
6	32.1	33.1	34.9	35.5	36.1	36.0	34.0	35.9	32.8	32.5	32.7	33.5	36.1
7	32.7	33.2	35.0	36.3	35.5	36.3	32.3	33.9	34.1	31.5	32.3	32.4	36.3
8	32.0	33.5	35.1	37.1	36.8	36.1	34.6	34.1	32.9	30.1	31.8	31.5	37.1
9	32.9	31.5	35.1	36.3	36.2	36.3	34.9	32.9	34.0	26.2	31.5	32.3	36.3
10	33.3	33.5	35.2	34.0	35.4	34.9	34.0	32.6	33.5	28.5	30.7	31.9	35.4
11	33.3	33.8	35.0	35.8	35.7	35.4	34.8	34.7	32.3	29.4	31.9	31.6	35.8
12	33.2	34.5	34.8	36.4	36.4	36.7	35.0	33.0	32.3	30.7	32.4	32.4	36.7
13	33.3	34.7	35.1	35.8	36.2	36.3	31.8	33.6	32.7	32.0	32.4	32.5	36.3
14	33.1	34.3	34.6	35.7	35.7	32.5	32.5	33.0	32.0	32.4	33.7	31.5	35.7
15	31.9	34.5	35.1	37.0	36.7	33.5	34.4	35.0	31.7	30.0	31.6	31.5	37.0
16	32.7	33.9	35.0	36.1	36.5	33.4	33.4	33.3	31.5	32.3	30.4	31.5	36.5
17	32.7	34.5	35.3	36.5	35.0	32.2	34.8	33.5	32.4	31.8	31.1	33.0	36.5
18	30.8	34.2	35.3	36.5	35.7	34.3	35.3	32.1	32.1	31.7	32.0	33.6	36.5
19	32.9	33.5	35.3	36.1	36.7	34.7	34.3	32.5	32.9	30.4	32.5	33.0	36.7
20	32.6	33.1	35.9	36.8	36.5	35.1	35.0	30.8	32.6	31.7	32.2	31.7	36.8
21	31.9	33.5	35.5	36.7	36.7	35.6	33.7	32.5	32.5	29.9	32.1	32.5	36.7
22	32.7	32.9	35.6	36.7	35.8	33.7	34.0	33.4	33.6	28.4	31.8	32.5	36.7
23	32.9	34.5	36.3	35.2	34.9	31.1	35.1	33.7	33.7	32.1	31.6	32.7	36.3
24	32.1	34.4	36.5	36.5	34.7	30.4	35.7	34.3	31.0	32.4	32.6	34.0	36.5
25	32.0	32.5	35.9	36.9	35.6	32.9	35.5	35.3	31.1	33.3	32.9	33.8	36.9
26	31.7	34.0	36.7	37.3	34.9	32.6	34.7	35.0	32.1	29.9	33.5	31.1	37.3
27	32.3	34.3	36.2	36.4	36.2	29.2	34.0	33.7	32.7	32.0	32.1	33.2	36.4
28	32.6	34.9	35.7	37.3	36.2	34.3	33.8	30.7	33.7	32.0	32.0	34.2	37.3
29	33.1		36.1	35.9	35.7	34.3	35.3	32.1	33.4	33.0	32.1	32.6	36.1
30	33.3		34.9	37.1	33.7	33.5	35.5	32.4	32.5	32.7	31.5	31.5	37.1
31	33.1		35.9		34.1		35.6	33.3		32.3		32.8	35.9
Suma	1011	945	1093	1088	1109	1027	1060	1043	986	973	961	1007	1130
Media	33	34	35	36	36	34	34	34	33	31	32	32	36
Max	33	35	37	37	37	37	36	36	35	34	34	34	37
Min	31	32	33	34	34	29	32	31	31	26	30	31	35
sin dato	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**



**INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO**

Estación:	AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA /	Código:	69027
Departamento:		Municipio:	MANAGUA
Latitud:	12°08'36"	Longitud:	86°09'49"
Año:	2013	Elevación:	56 msnm
Parámetro:	Temperatura Máxima (°C)	Tipo:	HMP

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Máximo
1	33.7	33.5	35.2	37.1	35.5	32.8	29.6	32.1	33.2	32.7	32.5	32.7	37.1
2	32.7	34.0	34.4	36.8	35.1	32.8	32.1	31.5	33.0	32.7	32.1	32.3	36.8
3	33.7	32.5	32.9	35.8	35.7	33.4	31.8	31.5	33.3	31.7	31.4	31.8	35.8
4	32.9	33.7	32.9	36.3	37.0	34.3	32.0	30.5	33.3	32.8	32.5	32.5	37.0
5	32.4	32.9	33.7	37.1	35.3	32.5	32.5	31.3	33.1	32.6	32.8	33.0	37.1
6	34.0	34.3	35.7	35.6	35.4	33.3	32.0	33.5	33.9	33.6	32.6	32.7	35.7
7	34.1	33.7	35.1	36.0	36.5	33.8	33.1	33.5	32.7	33.1	33.5	29.9	36.5
8	35.0	34.0	34.5	35.3	35.8	34.6	33.1	33.5	32.3	33.1	32.9	32.3	35.8
9	33.5	33.0	35.0	36.1	36.8	33.7	33.5	33.5	30.1	32.4	31.7	32.1	36.8
10	34.5	32.9	34.8	36.2	36.5	28.0	31.0	33.0	30.5	32.7	31.9	32.6	36.5
11	32.5	33.7	35.0	36.6	35.5	30.3	31.6	33.3	31.5	34.0	29.9	32.7	36.6
12	33.7	34.0	36.0	36.5	36.8	33.1	31.3	32.9	31.3	32.5	32.2	32.5	36.8
13	34.0	33.6	35.0	36.9	36.5	31.9	32.7	33.5	32.2	33.5	32.9	32.1	36.9
14	33.5	34.1	34.8	36.5	36.1	31.0	33.6	32.7	31.8	32.5	31.9	30.6	36.5
15	32.7	33.9	33.1	36.8	35.4	31.5	33.0	33.5	31.7	32.6	31.9	32.8	36.8
16	31.3	34.5	32.4	38.4	36.0	31.5	33.5	33.5	32.3	32.6	32.7	30.1	38.4
17	33.3	32.0	34.9	37.1	37.3	33.6	33.5	32.8	31.8	30.9	31.9	32.4	37.3
18	33.5	32.0	35.1	36.9	37.8	34.1	32.7	32.3	31.5	32.3	33.0	32.3	37.8
19	31.3	34.3	35.8	36.3	36.9	33.7	32.6	33.6	31.4	32.7	32.5	31.8	36.9
20	32.3	34.2	35.4	37.0	37.4	33.8	30.6	34.2	30.7	32.4	32.0	31.9	37.4
21	32.9	32.5	35.9	37.0	34.6	32.0	28.3	32.9	31.3	33.0	32.3	32.8	37.0
22	32.7	35.6	35.1	36.5	34.4	31.3	31.7	34.3	30.1	32.7	32.2	32.7	36.5
23	31.9	35.0	35.0	36.3	36.8	33.0	30.4	31.7	31.5	32.1	31.9	32.5	36.8
24	33.0	35.0	34.5	37.2	33.5	32.0	33.3	33.5	32.9	32.4	32.4	32.1	37.2
25	32.7	34.4	36.3	34.7	32.6	32.5	32.2	31.8	32.3	32.4	33.0	32.1	36.3
26	31.3	34.9	36.7	36.0	34.8	33.7	32.5	32.9	32.7	31.3	31.7	32.3	36.7
27	34.0	36.0	36.4	36.1	35.8	33.2	33.1	32.7	31.7	31.4	32.9	31.5	36.4
28	34.1	35.4	35.0	34.5	35.7	33.3	30.4	32.5	32.3	32.1	32.1	32.3	35.7
29	34.1		33.1	34.5	35.6	30.0	28.5	32.5	32.7	32.5	32.7	33.5	35.6
30	33.9		35.1	36.1	34.4	30.5	32.8	32.7	32.7	31.9	32.4	33.8	36.1
31	34.3		36.2		32.6		31.7	33.5		32.6		33.5	36.2
Suma	1030	950	1081	1090	1106	975	991	1017	962	1008	968	1000	1137
Medio	33	34	35	36	36	33	32	33	32	33	32	32	37
Max	35	36	37	38	38	35	34	34	34	34	34	34	38
Mín	31	32	32	35	33	28	26	31	30	31	30	30	36
Sin dato	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	



**INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO**

Estación: **AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA /**
Departamento:
Latitud: **12°08'36"**
Año: **2012**
Parámetro: **Temperatura Máxima (°C)**

Código: **69027**
Municipio: **MANAGUA**
Longitud: **86°09'49"**
Elevación: **56 msnm**
Tipo: **HMP**

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Máximo
1	31.7	33.1	33.9	35.9	35.5	32.5	32.9	33.1	30.2	30.2	32.5	33.5	35.9
2	32.1	31.1	33.9	35.5	36.0	33.0	33.5	34.2	31.5	32.5	32.9	32.7	36.0
3	31.5	31.0	34.5	36.8	36.1	34.2	33.3	34.7	32.7	33.1	33.2	33.5	36.8
4	30.2	33.7	36.5	36.3	36.4	33.1	32.9	33.7	33.5	33.4	31.2	33.3	36.5
5	31.9	32.3	35.1	32.9	37.0	31.1	32.3	34.0	32.8	33.5	32.3	32.7	37.0
6	31.1	33.5	34.4	35.7	34.3	33.0	29.8	34.7	33.4	33.0	33.0	33.1	35.7
7	30.7	31.7	33.7	36.7	35.1	33.8	32.4	31.4	32.9	32.5	33.5	33.1	36.7
8	31.1	32.7	34.3	35.8	32.5	34.5	32.1	33.3	33.1	32.9	33.6	33.0	35.8
9	32.2	33.0	33.9	35.4	34.7	32.5	33.3	33.1	32.0	28.8	33.0	33.8	35.4
10	32.7	32.5	35.0	34.9	34.8	32.0	32.3	31.8	34.1	32.0	32.3	33.7	35.8
11	31.5	32.2	34.5	34.9	35.3	33.3	34.0	32.2	33.5	33.2	32.3	35.0	35.3
12	33.4	32.6	34.7	35.3	35.2	31.7	31.8	31.3	32.7	33.1	31.9	33.2	35.3
13	32.1	31.3	33.1	35.0	33.8	27.9	32.2	33.7	32.1	33.5	32.6	32.7	35.0
14	32.9	32.9	31.4	35.7	35.0	32.3	32.9	33.9	34.2	32.4	32.8	33.2	35.7
15	31.6	34.1	33.5	36.0	33.5	33.8	33.0	33.8	32.5	31.0	32.0	33.5	36.0
16	31.3	34.4	32.7	34.7	33.3	33.3	32.7	32.6	32.5	32.4	33.1	33.1	34.7
17	33.7	34.5	34.9	34.7	33.8	33.4	32.8	33.1	33.5	32.1	33.7	33.3	34.9
18	30.7	33.7	35.0	35.3	34.0	31.6	32.9	32.5	33.1	30.9	33.4	34.0	35.3
19	32.1	33.5	34.7	35.5	32.5	32.8	32.9	32.0	33.0	31.9	33.4	32.7	35.5
20	31.5	34.1	34.0	35.5	32.4	33.7	32.5	32.9	33.4	31.5	34.0	33.1	35.5
21	32.5	33.8	34.7	34.3	30.0	34.1	33.6	33.1	32.6	31.3	33.1	33.5	34.7
22	31.8	34.2	35.0	35.3	31.1	32.7	32.0	33.4	31.0	33.1	31.9	32.5	35.3
23	32.1	33.7	34.7	34.7	30.7	30.5	31.5	32.5	32.4	32.3	31.2	31.6	34.7
24	32.2	32.7	34.4	34.3	32.7	33.7	33.9	33.7	33.3	33.0	31.9	32.6	34.4
25	32.5	31.8	34.3	35.0	34.1	33.9	31.9	32.5	32.8	31.1	32.3	34.3	35.0
26	31.7	34.0	34.8	34.3	33.9	33.0	34.6	32.7	32.6	31.1	31.7	32.3	34.8
27	31.9	33.2	34.5	34.9	32.9	32.7	32.1	33.0	32.1	31.5	31.2	34.7	34.9
28	31.5	33.2	34.8	35.9	33.5	33.8	32.3	32.3	32.5	32.0	32.3	33.7	35.9
29	31.7	33.5	35.1	36.1	34.7	31.5	32.1	32.2	33.1	32.8	32.9	34.8	36.1
30	30.4		35.8	36.5	33.4	32.3	27.5	31.2	30.5	32.0	32.4	33.1	36.5
31	32.5		35.1		31.7		34.0	33.2		31.7		30.6	35.1
Suma	987	958	1067	1060	1050	982	1008	1022	980	986	978	1030	1101
Media	32	31	34	35	34	33	33	33	33	32	33	33	36
Max	34	35	37	37	37	35	35	35	34	34	34	35	37
Min	30	31	31	33	30	28	28	31	30	29	31	31	34
Sin data	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0



**INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO**

Estación: **AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA /**
Departamento:
Latitud: **12°08'36"**
Año: **2012**
Parámetro: **Temperatura Máxima (°C)**

Código: **69027**
Municipio: **MANAGUA**
Longitud: **86°09'49"**
Elevación: **56 msnm**
Tipo: **HMP**

Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Máximo
1	31.7	33.1	33.9	35.9	35.5	32.5	32.9	33.1	30.2	30.2	32.5	33.5	35.9
2	32.1	31.1	33.9	35.5	36.0	33.0	33.5	34.2	31.5	32.5	32.9	32.7	36.0
3	31.5	31.0	34.5	36.8	36.1	34.2	33.3	34.7	32.7	33.1	33.2	33.5	36.8
4	30.2	33.7	36.5	36.3	36.4	33.1	32.9	33.7	33.5	33.4	31.2	33.3	36.5
5	31.9	32.3	35.1	32.9	37.0	31.1	32.3	34.0	32.8	33.5	32.3	32.7	37.0
6	31.1	33.5	34.4	35.7	34.3	33.0	29.8	34.7	33.4	33.0	33.0	33.1	35.7
7	30.7	31.7	33.7	36.7	35.1	33.8	32.4	31.4	32.9	32.5	33.5	33.1	36.7
8	31.1	32.7	34.3	36.8	32.5	34.5	32.1	33.3	33.1	32.9	33.6	33.0	35.8
9	32.2	33.0	33.9	35.4	34.7	32.5	33.3	33.1	32.0	28.8	33.0	33.6	35.4
10	32.7	32.5	35.0	34.9	34.8	32.0	32.3	31.8	34.1	32.0	32.3	33.7	35.6
11	31.5	32.2	34.5	34.9	35.3	33.3	34.0	32.2	33.5	33.2	32.3	35.0	35.3
12	33.4	32.6	34.7	35.3	35.2	31.7	31.8	31.3	32.7	33.1	31.9	33.2	35.3
13	32.1	31.3	33.1	35.0	33.8	27.9	32.2	33.7	32.1	33.5	32.6	32.7	35.0
14	32.9	32.9	31.4	35.7	35.0	32.3	32.9	33.9	34.2	32.4	32.8	33.2	35.7
15	31.6	34.1	33.5	36.0	33.5	33.8	33.0	33.8	32.5	31.0	32.0	33.5	36.0
16	31.3	34.4	32.7	34.7	33.3	33.3	32.7	32.6	32.6	32.4	33.1	33.1	34.7
17	33.7	34.5	34.9	34.7	33.8	33.4	32.8	33.1	33.5	32.1	33.7	33.3	34.9
18	30.7	33.7	35.0	35.3	34.0	31.6	32.9	32.5	33.1	30.9	33.4	34.0	35.3
19	32.1	33.5	34.7	35.5	32.5	32.8	32.9	32.0	33.0	31.9	33.4	32.7	35.5
20	31.5	34.1	34.0	35.5	32.4	33.7	32.5	32.9	33.4	31.5	34.0	33.1	35.5
21	32.5	33.6	34.7	34.3	30.0	34.1	33.6	33.1	32.6	31.3	33.1	33.5	34.7
22	31.6	34.2	35.0	35.3	31.1	32.7	32.0	33.4	31.0	33.1	31.9	32.5	35.3
23	32.1	33.7	34.7	34.7	30.7	30.5	31.5	32.5	32.4	32.3	31.2	31.6	34.7
24	32.2	32.7	34.4	34.3	32.7	33.7	33.9	33.7	33.3	33.0	31.9	32.6	34.4
25	32.5	31.6	34.3	35.0	34.1	33.9	31.9	32.5	32.8	31.1	32.3	34.3	35.0
26	31.7	34.0	34.8	34.3	33.9	33.0	34.6	32.7	32.6	31.1	31.7	32.3	34.8
27	31.9	33.2	34.5	34.9	32.9	32.7	32.1	33.0	32.1	31.5	31.2	34.7	34.9
28	31.5	33.2	34.8	35.9	33.5	33.8	32.3	32.3	32.5	32.0	32.3	33.7	35.9
29	31.7	33.5	35.1	36.1	34.7	31.5	32.1	32.2	33.1	32.8	32.9	34.8	36.1
30	30.4		35.8	36.5	33.4	32.3	27.5	31.2	30.5	32.0	32.4	33.1	36.3
31	32.5		35.1		31.7		34.0	33.2		31.7		30.8	35.1
Suma	987	958	1067	1060	1050	982	1008	1022	980	996	978	1030	1101
Media	32	31	34	35	34	33	33	33	33	32	33	33	36
Max	34	35	37	37	37	35	35	35	34	34	34	35	37
Min	30	31	31	33	30	28	28	31	30	29	31	31	34
Sin dato	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGIA DE LA INDUSTRIA**



**INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA
RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO**

Estación:	AEROPUERTO INTERNACIONAL MANAGUA /												
Departamento:													
Latitud:	12°08'30"						Código:	6827					
Año:	2015						Municipio:	MANAGUA					
Parámetro:	Temperatura Meda (°C)						Longitud:	86°08'44"					
							Elevación:	581 msnm					
							Tipo:	HMP					
Día	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Media
1	28.7	27.2	28.7	29.6	29.7	28.2	28.7	27.9	28.0	28.8	28.6	27.3	28.5
2	27.6	28.1	28.1	29.3	24.0	30.5	29.3	28.9	27.8	27.1	28.8	27.3	28.1
3	27.9	27.3	28.1	29.5	29.2	28.1	29.3	29.4	27.6	27.3	28.5	27.9	28.3
4	28.0	27.8	28.1	30.0	30.0	27.8	28.0	29.4	27.7	28.3	28.0	29.3	28.9
5	27.8	27.9	28.8	28.6	29.9	27.8	28.8	29.6	28.7	28.0	28.0	27.7	28.8
6	28.1	28.5	26.9	28.9	30.5	28.2	27.8	29.0	28.6	28.5	27.6	28.1	28.6
7	27.0	27.5	27.3	28.7	30.9	27.0	28.2	29.2	28.5	28.6	27.9	28.3	28.4
8	28.8	27.1	28.3	29.6	31.2	25.8	28.7	28.0	28.5	28.5	28.0	27.6	28.1
9	26.7	27.2	28.3	29.2	30.6	27.5	25.8	28.9	27.1	27.8	28.2	28.2	28.8
10	27.2	26.9	27.5	29.6	28.9	25.9	27.1	27.6	26.7	27.3	28.0	28.6	27.7
11	27.3	27.9	28.5	28.5	30.3	28.8	28.0	27.8	28.7	27.4	28.9	28.1	27.9
12	27.7	27.4	29.0	30.0	30.6	27.7	27.9	28.4	28.3	27.5	27.4	28.4	28.4
13	28.0	28.2	28.8	30.3	30.1	27.6	28.0	28.5	29.0	28.2	28.2	28.3	28.6
14	26.7	27.2	26.9	30.2	30.0	28.9	27.9	28.2	28.8	27.2	27.5	28.5	28.2
15	28.1	28.8	27.8	29.8	28.5	28.9	28.3	27.7	28.8	26.9	27.5	28.1	28.1
16	28.1	27.2	28.8	30.2	29.0	28.3	28.5	26.5	29.5	28.8	28.0	28.0	28.2
17	28.4	28.2	27.4	29.8	27.1	29.2	28.2	29.2	28.9	27.2	28.8	28.2	28.4
18	27.3	28.5	28.2	30.1	27.8	28.5	28.8	28.7	28.4	27.9	28.1	28.4	28.3
19	27.3	28.2	27.6	30.6	28.7	28.7	27.2	29.5	27.7	28.4	27.8	28.7	28.4
20	27.3	28.2	28.6	30.3	29.2	28.8	27.8	29.5	29.3	27.0	28.0	28.6	28.2
21	27.8	28.6	28.3	31.2	29.0	29.0	27.7	30.1	28.6	28.1	27.3	28.5	28.9
22	27.3	28.4	28.5	31.0	27.8	28.9	27.4	27.0	28.0	28.6	27.1	28.7	28.2
23	27.1	28.1	28.7	31.0	29.0	28.6	28.2	27.6	26.7	28.8	27.9	28.4	28.2
24	27.4	28.1	28.8	30.2	29.3	29.2	27.9	29.3	27.1	28.1	27.8	28.8	28.9
25	26.9	27.9	28.9	30.0	27.9	29.3	29.8	28.8	27.8	28.2	27.5	28.4	28.4
26	27.8	27.8	29.0	30.1	28.6	29.7	28.6	29.2	28.9	28.2	28.0	28.9	28.8
27	27.3	27.9	29.0	30.8	28.1	29.4	28.8	29.4	27.8	28.1	27.5	28.3	28.6
28	26.4	28.8	28.7	31.5	29.3	28.1	28.8	28.1	28.6	28.1	27.6	28.2	28.8
29	26.7	-	30.0	31.8	28.7	28.9	28.7	28.3	29.2	28.7	28.8	28.6	28.9
30	27.0	-	29.2	27.4	28.8	29.5	28.3	28.8	29.4	28.0	27.0	29.2	28.4
31	26.6	-	29.2	-	29.0	-	27.8	28.5	-	28.1	-	28.7	28.3
Suma	844.7	774.9	881.0	898.8	905.7	852.6	867.3	891.7	850.5	868.7	832.1	878.3	878.9
Media	27.2	27.7	28.4	30.0	29.2	28.4	28.8	28.8	28.4	28.8	27.7	28.4	28.4
Max	28.7	28.8	30.0	31.8	31.2	28.5	29.6	30.1	29.9	29.6	28.8	29.3	28.9
Min	26.1	26.2	26.9	27.4	24.0	25.8	25.8	26.5	26.7	26.8	26.8	27.3	27.7

10.2) Anexos 2. Tablas empleadas para cálculo de carga térmica

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

Techo, No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² °F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.24)	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 (0.22)	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	0.09	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	0.58	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 con aislamiento de 1 in	13	0.30	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	0.26	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	0.200 (0.20)	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	0.06	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75	0.92 (0.17)	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	0.06 (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 (10)	9	0.134 (0.092)	2	0	3	3	1	1	1	0	33	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	37	25
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	24	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	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	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	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

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



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**

TABLA A.2 CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES, PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS, LATITUDES NORTE, °F

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

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA

TABLA A.3 DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

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



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA

TABLA A.4 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F

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

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals*,

Tabla A.5 DIFERENCIAS DE CONDUCCIÓN DE CARGA DE ENFRIAMIENTO A TRAVÉS DE UN VIDRIO

Hora	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

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

Tabla A.6

COEFICIENTE GLOBAL U DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL VIDRIO (BTU/hr-ft²-°F)

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 espacio de aire de 1/2" ^a espacio de aire de 1/2" ^a recubrimiento de baja emisión ¹ e = 0.20 e = 0.40 e = 0.60	0.58 0.49 0.49 0.32 0.38 0.43	0.61 0.56 0.56 0.38 0.45 0.51	0.49 0.46 0.32 0.38 0.42	vidrio aislante — doble espacio de aire de 1/4" ^a espacio de aire de 1/2" ^a recubrimiento de baja emisión ¹ e = 0.20 e = 0.40 e = 0.60	0.65 0.59 0.48 0.42 0.56	0.54 0.49 0.36 0.42 0.46	0.59 0.56 0.39 0.45 0.50
Vidrio aislante - triple ² Espacio de aire de 1/4" ^a espacio de aire de 1/2" ^a ventanas dobles espacio de aire de 1" a 4" ^a	0.39 0.31 0.50	0.44 0.39 0.50	0.38 0.30 0.44	Tragaluz ³ 11 x 11 x 3 in espesor con divisor de cavidad 12 x 12 x 4 in espesor con divisor de cavidad	0.53 0.51	0.35 0.34	0.44 0.42
Lámina de plástico sencilla 1/8" espesor 1/4" espesor 1/2" espesor	1.06 0.96 0.91	0.99 0.89 0.76	-- -- --	Domos de plástico ⁴ de pared sencilla de pared doble	1.15 0.70	0.60 0.46	-- --
unidad aislante - doble espacio de aire de 1/4" ^a espacio de aire de 1/2" ^a	0.55 0.43	0.56 0.45	-- --	Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales			
Tragaluz ⁵ 6 x 6 x 4 in espesor 8 x 8 x 4 in espesor — con divisor del hueco 12 x 12 x 4 in espesor — con divisor del hueco 12 x 12 x 2 in espesor	0.60 0.56 0.48 0.52 0.44 0.60	0.57 0.54 0.46 0.50 0.42 0.57	0.46 0.44 0.36 0.41 0.36 0.46	Descripción	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
				Ventanas Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
				Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90
				Marco de madera - 60% vidrio	0.80	0.85	0.80
				Marco de metal - 80% vidrio	1.00	1.20 ⁶	1.20 ⁶
				Ventanas y puertas corredizas de vidrio	0.95	1.00	--
				Marco de madera	1.00	1.10 ⁶	--
				Marco de metal			

¹ vidrio de 1/8"
² vidrio de 1/4"
³ recubrimiento en ambas superficies del vidrio que reduce al espacio de aire
⁴ diseño de la ventana: vidrio de 1/4" - vidrio de 1/8" vidrio de 1/4"
⁵ dimensiones nominales
⁶ basados en la superficie de la abertura
⁷ con aislamiento térmico

Tabla A.8 RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉZ DE VIDRIO FACTORES DE GANANCIA MÁXIMA DE CALOR SOLAR PARA VIDRIO. BTU/H - FT², LATITUDES NORTE.

	0 Grados										16 Grados																					
	NNE/		NE/		ENE/		E/		ESE/		SE/		SEE/		S	HOR	NNE/		NE/		ENE/		E/		ESE/		SE/		SEE/		S	HOR
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	N	NNW	NW	WNW	W	WSW			SW	SSW	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	N	NNW	NW	WNW		
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248												
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275												
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291												
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289												
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282												
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277												
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277												
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282												
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282												
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270												
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246												
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234												

	8 Grados										24 Grados																					
	NNE/		NE/		ENE/		E/		ESE/		SE/		SEE/		S	HOR	NNE/		NE/		ENE/		E/		ESE/		SE/		SEE/		S	HOR
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	N	NNW	NW	WNW	W	WSW			SW	SSW	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	N	NNW	NW	WNW		
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214												
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249												
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275												
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283												
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282												
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279												
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278												
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277												
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266												
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244												
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213												
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199												

Tabla A.7 COEFICIENTES DE SOMBREADO PARA VIDRIO CON O SIN SOMBREADO INTERIOR POR PERSIANAS VENECIANAS ENROLLABLES

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior <i>k_s = 4.0</i>	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venecianas		Persianas enrollables		
					Medio	Claro	Opacas		Translúcidas
							Oscuro	Claro	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo			1.00					
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	0.94					
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	3/8	0.72	0.87					
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8		0.83					
	Absorbente de calor ^d	3/16 a 1/4	0.46	0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69					
	Celoreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69	0.54	0.57	0.40	0.28	0.32
Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60						
Absorbente de calor ^d	3/8	0.34	0.60	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31	
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53						
Vidrio recubierto reflector			0.30	0.25	0.23				
			0.40	0.33	0.29				
			0.50	0.42	0.38				
			0.60	0.50	0.44				
VIDRIO AISLANTE	Doble ^e			0.88					
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71 ^a	0.81	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Claro adentro			0.81					
	Claro afuera	1/4	0.61 ^a	0.81					
	Claro adentro			0.81					
	Absorbente de calor	1/4	0.36 ^a	0.55					
	Claro afuera			0.55					
Claro adentro			0.55	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
Vidrio recubierto reflector			0.20	0.19	0.18				
			0.30	0.27	0.26				
			0.40	0.34	0.33				
VIDRIO AISLANTE	Triple								
	Claro	1/4	0.71	0.71					
	Claro	1/8	0.80	0.80					

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

Tabla A.9 FACTORES DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA VIDRIO SIN SOMBREADO INTERIOR

Latitud norte. Ventana viendo hacia el recinto	Construcción 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	0.14	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	0.05	
	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	
	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	
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	0.05	
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.08	
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.43	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	
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	
	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	0.10	
	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	
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	
	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	
	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	
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	
	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	
	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	
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	
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	
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	
	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	
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	
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	
	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	
	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	

L = construcción ligera; Pared exterior de bañidores, 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 A.9 TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO

Actividad	Calor total por adulto masculino						calor total ajustado ^a			Calor sensible			Calor latente		
	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	115	400	100	100	100	90	60	210	55	40	140	30			
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	140	480	120	120	120	105	63	230	55	55	190	50			
Sentado, comiendo	150	520	130	170	580 ^c	145	75	255	60	95	325	80			
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65			
Parado, trabajo ligero o camina despacio	225	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80			
Trabajo ligero de banco	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110			
Caminando 3 mph trabajo libro	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170			
Boliche	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150			
Baile moderado	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220			
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260			
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290			

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

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

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

^d Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h) Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**

Tabla A.10 GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS A APARATOS DOMESTICOS, BTU/h

TIPO DE APARATO	ELÉCTRICOS				DE GAS				DE VAPOR			
	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible
Parrilla o asador de 21 in x 20 in x 18 in					11,700	6,300	18,000	3,600				
Cafetera y calentador de café por quemador	770	230	1,000	340	1,750	750	2,500	500				
Cafetera de 3 galones	2,550	850	3,400	1,000	3,500	1,500	5,000	1,000	2,180	1,120	3,300	1,000
de 5 galones	3,850	1,250	5,100	1,600	5,250	2,250	7,500	1,500	3,300	1,700	5,000	1,600
de 8 galones (gemelas)	5,200	1,800	6,800	2,100	7,000	3,000	10,000	2,000	4,350	2,250	6,600	2,100
Freidor de grasa:												
grasa # 15	2,800	6,600	9,400	3,000	7,500	7,500	15,000	3,000				
grasa # 21	4,100	9,600	13,700	4,300								
Calentador de platos secos por pie cuadrado de parte superior	320	80	400	130	560	140	700	140				
Plancha de tñir por pie cuadrado de parte superior	3,000	1,600	4,600	1,500	4,900	2,600	7,500	1,500				
Comal (dos unidades de calentamiento)					5,300	3,600	8,900	2,800				
Estufa de órdenes rápidos (parrillas abiertas) por quemador					3,200	1,800	5,000	1,000				
Mesa de vapor, por pie cuadrado					750	500	1,250	250	500	325	825	260
Testador:												
Continuo												
360 rebanadas por hora	1,960	1,740	3,700	1,200	3,600	2,400	6,000	1,200				
720 rebanadas por hora	2,700	2,400	5,100	1,600	6,000	4,000	10,000	2,000				
Con expulsor de 4 rebanadas	2,230	1,970	4,200	1,300								
Waffera de 18 in x 20 in x 13 in (2 parrillas)	1,680	1,120	2,800	900								
Secadora de pelo:												
Tipo ventilador	2,300	400	2,700									
Tipo casco	1,870	330	2,200									
Mecheros de laboratorio:												
De Bunsen					1,680	420	2,100					
Cola de pescado					2,800	700	3,500					
De Meeker					3,360	840	4,200					
Anuncios de seón, por pie de tubo	80		80									
Esterilizador	650	1,200	1,850									
Máquinas expendedoras:												
De bebidas calientes			1,200									
De bebidas frías			625									

Reproducido con permiso de 1972 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

10.3) Anexos 3. Cálculo de Carga térmica de todas las Áreas a climatizar
Ambiente No. 2: Contabilidad

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	210.1	71	-1	1	64 °F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 210.1 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92^\circ\text{F}$$

$$Q = 1,778.29 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	5.38	38°F	-1	1	64 °F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 5.38 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59^\circ\text{F}$$

$$Q = 185.69 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Oeste

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas**

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	79.76	6.5 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ\text{F} - t_R) + (t_o - 85^\circ\text{F})$$

$$DTCE_E = 6.5^\circ\text{F} + (78^\circ\text{F} - 64^\circ\text{F}) + (93^\circ\text{F} - 85^\circ\text{F})$$

$$DTCE_E = 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 79.76 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = 2,334.44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	79.76	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 79.76 \text{ ft}^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia de Calor total a través de ventanas de vidrio

$$Q_T = 2,334.44 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 13,731.94 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

○ **Cálculo de carga térmica por iluminación**

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	2	1	1

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

$$Q = 3.4 * 106 * 1 * 1$$

$$Q = 360.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

○ **Cálculo de carga térmica por personas**

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	6

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 6 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 6$$

$$Q_s = 1,380 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 1,140 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,380 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 1,140 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 2,520 \frac{Btu}{hr}$$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 5.38 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 79.76 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K = 9.21 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(9.21 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.82$$

- **Cálculo de carga térmica por equipos eléctricos**

DATOS			
Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	6	90	1,842.53 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	1	150	522,82 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			2,354.35 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 17,163.15 \frac{Btu}{hr} * 3\%$$

$$Q_{infiltracion} = 514.89 \frac{Btu}{hr}$$

Ambiente No. 3: Sala de Juntas

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**



DATOS							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	404.29	71	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 404.29 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 92°F$$

$$Q = 3,421.91 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

DATOS							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	10.76	38 °F	-1	1	64°F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 10.76 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 59°F$$

$$Q = 371.38 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur



DATOS		
U	A	DT
0.4	93.64	29 °F

$DT =$ Diferencia de temp. entre interior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^{\circ}F$$

$$DT = 29^{\circ}F$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 93.64 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 29^{\circ}F$$

$$Q = 1,086.22 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Oeste

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas**

Ganancia por conducción

Ventana Este

DATOS							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	159.52	6.5 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^{\circ}F - t_R) + (t_o - 85^{\circ}F)$$

$$DTCE_E = 6.5^{\circ}F + (78^{\circ}F - 64^{\circ}F) + (93^{\circ}F - 85^{\circ}F)$$

$$DTCE_E = 28.5^{\circ}F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 159.52 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 28.5^{\circ}F$$

$$Q = 4,728.17 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	159.52	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 159.58 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 22,795 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia de Calor Total a través de ventanas

$$Q = 4,728.17 + 22,795$$

$$Q = 27,523.17 \frac{Btu}{hr}$$

- Cálculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	3	1	1

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

$$Q = 3.4 * 159 * 1 * 1$$

$$Q = 540.6 \frac{Btu}{hr}$$

- Cálculo de carga térmica por personas

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	11



$$Q_s = 230 \frac{Btu}{hr} * 11 * 1.0 \qquad Q_l = 190 \frac{Btu}{Hr} * 11$$

$$Q_s = 2,530 \frac{Btu}{hr} \qquad Q_l = 2,090 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 2,530 \frac{Btu}{hr} + 2,090 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 4,620 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Cálculo de carga térmica por equipos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	11	90	3,377.98 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	1	150	511.82 $\frac{Btu}{Hr}$
Proyector PowerLite Pro G6050W	1	498	1,699.23 $\frac{Btu}{Hr}$
Cafetera de 3 Galones	1	2,550 +850 ⁷	3,400 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			8,989.03 $\frac{Btu}{Hr}$

Transferencia de calor de los alrededores

$$K_E = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 10.76 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 159.52 ft^2\right)}{19.18 ft}$$

$$K_S = \frac{\left(0.40 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 93.64 ft^2\right)}{9.51 ft}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(7.30 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.85$$

⁷ Ver tabla A.12, (Anexos No,12. Página No.)

○ **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{\text{TRecinto}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 39,569.47 * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 1,187.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ambiente No. 4: Informática

Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos

DATOS							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	87.38	71	-1	1	64	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 87.38 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 92°F$$

$$Q = 739.58 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

○ **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	5.38	38 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1



$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_o - 85)] * f$$
$$DTCE_e = [(38^\circ\text{F} + (-1)) * 1 + (78^\circ\text{F} - 64^\circ\text{F}) + (93^\circ\text{F} - 85)] * 1$$
$$DTCE_e = 59^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$
$$Q = 5.38 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59^\circ\text{F}$$
$$Q = 185.69 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Oeste

Datos		
U	A	DT
0.4	46.5	29 °F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$
$$Q = 46.5 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$
$$Q = 539.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas**

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	79.76	6.5°F	-1	1	64°F	93°F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ F - t_R) + (t_o - 85^\circ F)$$

$$DTCE_E = 6.5^\circ F + (78^\circ F - 64^\circ F) + (93^\circ F - 85^\circ F)$$

$$DTCE_E = 28.5^\circ F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 79.76 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	79.76	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 79.76 \text{ ft}^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia de Calor total a través de ventanas

$$Q = 2,364.08 + 11,397.5$$

$$Q = 13,761.58 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	1	1	1



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

$$Q = 3.4 * 53 * 1 * 1$$

$$Q = 180.20 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por personas

DATOS			
Q_s	Q_l	FCE	N
230	190	1	3

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 3$$

$$Q_s = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,260 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por equipos eléctricos

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	3	90	$921.27 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Impresora	1	150	$511.82 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Servidor	1	500	$1,706.10 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Total Ganancia de Calor			$3,139.20 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$

Transferencia de calor de los alrededores

$$K_E = \frac{\left(0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 5.38 \text{ ft}^2\right) + \left(1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 79.76 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

$$K_o = \frac{\left(0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 46.50 \text{ ft}^2\right)}{4.72 \text{ ft}}$$



$$K = 7.44 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(7.44 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F} \right)$$

$$F_C = 0.85$$

○ **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 16,834.81 * 3\%$$

$$Q_{infiltracion} = 505.04 \frac{Btu}{hr}$$

Ambiente No. 5: Asesoría Legal

Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	87.38	71	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71^\circ F + (-1^\circ F)) * 1 + (78^\circ F - 64^\circ F) + (93^\circ F - 85^\circ F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92^\circ F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 87.38 ft^2 * 0.092 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 92^\circ F$$

$$Q = 739.58 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	5.38	38°F	-1	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 5.38 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59^\circ\text{F}$$

$$Q = 185.69 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

- Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	79.76	6.5°F	-1	1	64°F	93°F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78°F - t_R) + (t_o - 85°F)$$

$$DTCE_E = 6.5°F + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)$$

$$DTCE_E = 28.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 79.76 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	79.76	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 79.76 \text{ ft}^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia de Calor total a través de ventanas de vidrio

$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q = 13,761.59 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	1	1	1

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

$$Q = 3.4 * 53 * 1 * 1$$

$$Q = 180 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por personas

DATOS			
Q_s	Q_l	FCE	N
230	190	1	3

$$Q_s = 230 \frac{Btu}{hr} * 3 * 1.0 \qquad Q_l = 190 \frac{Btu}{Hr} * 3$$

$$Q_s = 690 \frac{Btu}{hr} \qquad Q_l = 570 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 690 \frac{Btu}{hr} + 570 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 1,260 \frac{Btu}{hr}$$

- **Cálculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	1	90	307.01 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	1	150	511.82 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			818.83 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_E = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 5.38 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 79.76 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K = 9.20$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(9.20 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.81$$

- **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 13,726.17 * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 411.79 \frac{Btu}{hr}$$

Ambiente No. 6: Asistente de Gerente

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	204.1	71	-1	1	64 °F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 184.10 ft^2 * 0.092 \frac{Btu}{ft^2 * Hr * °F} * 92°F$$

$$Q = 1,727.5 \frac{Btu}{hr}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	10.76	38 °F	-1	1	64 °F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$



$$Q = A * U * DTCE_e$$
$$Q = 5.38 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59^\circ\text{F}$$
$$Q = 185.69 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Oeste

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas**

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	159.52	6.5°F	-1	1	64°F	93°F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ\text{F} - t_R) + (t_o - 85^\circ\text{F})$$
$$DTCE_E = 6.5^\circ\text{F} + (78^\circ\text{F} - 64^\circ\text{F}) + (93^\circ\text{F} - 85^\circ\text{F})$$
$$DTCE_E = 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$
$$Q = 79.76 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$
$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	79.76	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * \text{ft}^2} * 79.76 \text{ ft}^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia de calor total a través de ventanas de vidrio

$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 11,397.5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q = 13,761.59 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Cálculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	4	1	1

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

$$Q = 3.4 * 212 * 1 * 1$$

$$Q = 720.8 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Cálculo de carga térmica por personas

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	5

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 5 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 5$$

$$Q_s = 1,150 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 950 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,150 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 950 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 2,100 \frac{Btu}{hr}$$

- **Cálculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	2	90	614.18 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	1	150	511.82 $\frac{Btu}{Hr}$
Cafetera de 3 Galones	1	2,550 +850 ⁸	3,400 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			4,525.99 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 5.38 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 79.76 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K = 9.20 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_c = 1 - 0.02 K$$

$$F_c = 1 - 0.02 \left(9.20 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_c = 0.82$$

- **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 18.877.69 * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 566.33 \frac{Btu}{hr}$$

⁸ Ver tabla A.12, (Anexos No,12. Página No.)

Ambiente No. 7: Departamento de Ingeniería

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	87.4	71	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 87.40 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92^\circ\text{F}$$

$$Q = 739.75 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	5.38	38 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 5.38 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59^\circ\text{F}$$

$$Q = 185.69 \frac{Btu}{hr}$$

Pared Sur

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.12	92.68	19 °F	-7	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(19°F + (-7)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 34°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 92.68 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{Btu}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 34°F$$

$$Q = 378.13 \frac{Btu}{hr}$$

Pared Oeste

Esta pared comparte espacio adyacente con la pared del servicio sanitario el cual no se climatizará y se encuentra a temperatura ambiente para poder encontrar esta ganancia utilizaremos la ecuación No. 3

Datos		
U	A	DT
0.4	69.43	29 °F

DT = Diferencia de temp. entre interior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64°F$$

$$DT = 29°F$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 69.43 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{Btu}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 29°F$$

$$Q = 805.39 \frac{Btu}{hr}$$

- **Cálculo de ganancia térmica por medio de la puerta oeste**



Datos		
U	A	DT
0.47 ⁹	22.60	29°F

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 22.60 \text{ ft}^2 * 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 805.38 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de Ganancia de calor a través de ventanas

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	79.76	6.5 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^\circ\text{F} - t_R) + (t_o - 85^\circ\text{F})$$

$$DTCE_E = 6.5^\circ\text{F} + (78^\circ\text{F} - 64^\circ\text{F}) + (93^\circ\text{F} - 85^\circ\text{F})$$

$$DTCE_E = 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 79.76 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 28.5^\circ\text{F}$$

$$Q = 2,364.08 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

⁹ Ver Anexos No.2 Página No. 80 Coeficiente global de transferencia de calor para componentes de la edificación Tabla A.7

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	79.76	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 79.76 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 11,397.5 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia de calor total a través de ventanas

$$Q = 2,364.08 \frac{Btu}{hr} + 11,397.5 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q = 13,761.59 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Cálculo de carga térmica por iluminación**

Datos			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	1	1	1

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

$$Q = 3.4 * 53 * 1 * 1$$

$$Q = 180.20 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Cálculo de carga térmica por personas**

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	5

$$Q_s = 230 \frac{Btu}{hr} * 5 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{Btu}{Hr} * 5$$

$$Q_s = 1,150 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_l = 950 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 1,150 \frac{Btu}{hr} + 950 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 2,100 \frac{Btu}{hr}$$

- **Cálculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	5	90	1,535.45 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	1	150	511.82 $\frac{Btu}{Hr}$
Ploter HP Designjet T930	1	120	409.45 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			2,456.72 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_{Pared E} = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 5.38 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 79.76 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K_{Pared s} = \frac{\left(0.12 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 92.68 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K_{Pared O} = \frac{\left(0.40 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 69.43 ft^2\right) + \left(0.47 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 22.60 ft^2\right)}{9.35 ft}$$

$$K = K_{Pared N.} + K_{Pared E.} + K_{Pared E.}$$

$$K = \frac{86.1 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 11.12 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 38.65 \frac{Btu}{hr * ^\circ F}}{28.05 ft}$$

$$K = 4.84 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(4.84 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.90$$

- **Ganancia de calor por infiltración**

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{\text{TRecinto}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 18,546.73 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 556.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ambiente No. 8: Gerente General

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	133.4	71	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 133.4 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 92°F$$

$$Q = 1,129.1 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Cálculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Esta pared comparte espacio adyacente con la pared del servicio sanitario el cual no se climatizará y se encuentra a temperatura ambiente para poder encontrar esta ganancia utilizaremos la ecuación No. 3



Datos		
U	A	DT
0.4	92.03	29 °F

$DT =$ Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^{\circ}\text{F}$$

$$DT = 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}\text{F}} * 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 1,067.55 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.12	141.11	19°F	-7	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(19^{\circ}\text{F} + (-7)) * 1 + (78^{\circ}\text{F} - 64^{\circ}\text{F}) + (93^{\circ}\text{F} - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 34^{\circ}\text{F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 141.11 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}\text{F}} * 34^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 575.73 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Oeste

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.12	92.03	11°F	-1	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(11 \text{ °F} + (-1)) * 1 + (78 \text{ °F} - 64 \text{ °F}) + (93 \text{ °F} - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 32 \text{ °F}$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * \text{°F}} * 32 \text{ °F}$$

$$Q = 353.40 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de ganancia térmica por medio de la puerta oeste

Datos		
U	A	DT
0.47 ¹⁰	22.60	29°F

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 22.60 \text{ ft}^2 * 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * \text{°F}} * 29 \text{ °F}$$

$$Q = 805.38 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- Cálculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	2	1	1

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

¹⁰ Ver Anexos No.2 Página No.83 Coeficiente global de transferencia de calor para componentes de la edificación Tabla A.10

$$Q = 3.4 * 106 * 1 * 1$$

$$Q = 360.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Cálculo de carga térmica por personas

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	3

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 3$$

$$Q_s = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,260 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

○ **Cálculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	2	90	$307.1 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Impresora	1	150	$511.82 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Cafetera de 3 Galones	1	$2,550 + 850^{11}$	$3,400 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Total Ganancia de Calor			$4,218.92 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$

○ **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_{\text{Pared E}} = \frac{\left(0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92.03 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

¹¹ Ver tabla A.11, (Anexos No.2. Página No.82)

$$K_{\text{Pared s}} = \frac{\left(0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 141.11 \text{ ft}^2\right)}{14.30 \text{ ft}}$$

$$K_{\text{Pared O}} = \frac{\left(0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92.03 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

$$K = K_{\text{Pared E}} + K_{\text{Pared S}} + K_{\text{Pared O}}$$

$$K = \frac{36.81 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}} + 16.93 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}} + 11.04 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}}}{33 \text{ ft}}$$

$$K = 1.96 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft} * \text{Hr} * ^\circ\text{F}}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(1.96 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft} * \text{Hr} * ^\circ\text{F}}\right)$$

$$F_C = 0.96$$

○ **Cálculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{\text{TRecinto}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 9,071.96 * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 272.13 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ambiente No. 8: Sala de Espera

○ **Cálculo de Ganancia de calor a través de techos planos**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.092	629.3	71	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(71°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 92°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 629.3 \text{ ft}^2 * 0.092 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92^\circ\text{F}$$

$$Q = 5,326.40 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos		
U	A	DT
0.4	64.58	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 749.13 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Puerta este

Datos		
U	A	DT
0.47	18.51	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$



$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 18.51 \text{ ft}^2 * 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 252.30 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

Datos		
U	A	DT
1.4	92.03	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 1.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 3,736.42 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Parte de covintec

Datos		
U	A	DT
0.12	48.43	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 48.43 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 168.53 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Oeste

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.12	577.1	11 °F	-1	1	64 °F	93 °F	1

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

$$DTCE_e = [(11 °F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 32 °F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 577.1 \text{ ft}^2 * 0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °F} * 32°F$$

$$Q = 2,216.1 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calculo de carga térmica por iluminación

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	6	1	1

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

$$Q = 3.4 * 318 \text{ watts} * 1 * 1$$

$$Q = 1,081.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calculo de carga térmica por personas

DATOS			
Q _s	Q _l	FCE	N
230	190	1	10

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 10 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 10$$

$$Q_s = 2,300 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 1,900 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 2,300 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 1,900 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 4,200 \frac{Btu}{hr}$$

- **Calculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	1	90	307.1 $\frac{Btu}{Hr}$
Televisor LED de 32"	2	59	402.63 $\frac{Btu}{Hr}$
Cafetera de 3 Galones	1	2,550 +850 ¹²	3,400 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			4,108.73 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K = \frac{\left(0.12 \frac{Btu}{Ft^2 hr^{\circ}F} * 416 ft^2\right) + \left(1.4 \frac{Btu}{Ft^2 hr^{\circ}F} * 92.03\right) + \left(0.12 \frac{Btu}{Ft^2 hr^{\circ}F} * 48.43\right)}{51.72 ft}$$

$$K = 3.57 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^{\circ}F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(3.57 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^{\circ}F}\right)$$

$$F_C = 0.93$$

- **Calculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$

$$Q_{infiltracion} = 19,421.27 \frac{Btu}{hr} * 3 \%$$

¹² Ver tabla A.10, (Anexos No. 2. Página No.82)

$$Q_{infiltracion} = 582.64 \frac{Btu}{hr}$$

Ambiente No. 9: Sala de Ventas y Recepción

- **Calculo de Ganancia de calor a través de Pared Norte**

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	153.06	11	2	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(11°F + (2°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 35°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 153.06 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{Btu}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 35°F$$

$$Q = 3,133.90 \frac{Btu}{hr}$$

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	143.28	38	-1	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1°F)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 143.28 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{Btu}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 59°F$$

$$Q = 4,945.31 \frac{Btu}{hr}$$

Pared Oeste

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.212	301.39	11 °F	-1	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(11 °F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 32 °F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 301.39 \text{ ft}^2 * 0.212 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °F} * 32°F$$

$$Q = 2,044.63 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Calculo de Ganancia por conducción por medio de Ventana**

Ventana Norte

Datos				
U	A	DTCE	T _R	T _O
1.04	177.19	11°F	64°F	93°F

$$DTCE_E = DTCE + (78°F - t_R) + (t_o - 85°F)$$

$$DTCE_E = 11°F + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)$$

$$DTCE_E = 33 °F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 177.19 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °F} * 33°F$$

$$Q = 6,081.16 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Norte



DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
44	177.19	0.87	0.73

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

$$Q = 44 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 177.19 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 4,951.47 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Calculo de Ganancia por conducción**

Ventana Este

Datos				
U	A	DTCE	T _R	T _O
1.04	180.42	6.5 °F	64 °F	93 °F

$$DTCE_E = DTCE + (78°F - t_R) + (t_o - 85°F)$$

$$DTCE_E = 6.5°F + (78°F - 64°F) + (93°F - 85°F)$$

$$DTCE_E = 28.5 °F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 180.42 ft^2 * 1.04 \frac{Btu}{ft^2 * Hr * °F} * 28.5°F$$

$$Q = 5,347.65 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	180.42	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 180.42 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 25,781.57 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Calculo de carga térmica por iluminación**

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
108	11	1	1

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

$$Q = 3.4 * 1188 \text{ watts} * 1 * 1$$

$$Q = 4,039.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

○ **Calculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	8	90	$2,426.71 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Televisor LED de 32"	2	59	$402.63 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Cafetera de 3 Galones	1	$2,550 + 850^{13}$	$3,400 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Impresora Multifuncional Epson P420	1	900	$3,070.89 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Total Ganancia de Calor			$9.330.23 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$

○ **Calculo de carga térmica por personas**

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	36

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 36 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 36$$

$$Q_s = 8,280 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 6,840 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

¹³ Ver tabla A.10, (Anexos No.2, Página No.83)

$$Q_T = 8,280 \frac{Btu}{hr} + 6,840 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q_T = 15,120 \frac{Btu}{hr}$$

○ **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_{\text{Pared N}} = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 153.06 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 177.19 ft^2\right)}{30.17 ft}$$

$$K_{\text{Pared E}} = \frac{\left(0.585 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 146.28 ft^2\right) + \left(1.04 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 180.42 ft^2\right)}{38.93 ft}$$

$$K_{\text{Pared O}} = \frac{\left(0.212 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 301.39 ft^2\right)}{38.93 ft}$$

$$K = K_{\text{Pared n}} + K_{\text{Pared e}} + K_{\text{Pared o}}$$

$$K = \frac{273.82 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 273.21 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 63.90 \frac{Btu}{hr * ^\circ F}}{108.03 ft}$$

$$K = 5.65 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(5.65 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.89$$

○ **Calculo de carga térmica por infiltración**

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{T\text{Recinto}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 74,419.62 \frac{Btu}{hr} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 2,167.56 \frac{Btu}{hr}$$

Ambiente No. 10: Gerente de Ventas

○ **Calculo de Ganancia de calor a través de paredes**



Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
0.585	50.7	38°F	-1	1	64°F	93°F	1

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

$$DTCE_e = [(38°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 59°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 50.70 \text{ ft}^2 * 0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 59°F$$

$$Q = 1,749.91 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

Datos		
U	A	DT
0.212	92.03	29

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64°F$$

$$DT = 29°F$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 0.212 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29°F$$

$$Q = 565.8 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Oeste

Esta pared comparte espacio adyacente con la pared del servicio sanitario el cual no se climatizará y se encuentra a temperatura ambiente para poder encontrar esta ganancia utilizaremos la ecuación No. 3

Datos		
U	A	DT
0.4	92.03	29°F

$DT =$ Diferencia de temp. entre interior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^{\circ}F$$

$$DT = 29^{\circ}F$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 92.03 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 29^{\circ}F$$

$$Q = 1,067.54 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Calculo de Ganancia de calor a través de ventanas**

Ganancia por conducción

Ventana Este

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F
1.04	60.14	6.5°F	-1	1	64°F	93°F	1

$$DTCE_E = DTCE + (78^{\circ}F - t_R) + (t_o - 85^{\circ}F)$$

$$DTCE_E = 6.5^{\circ}F + (78^{\circ}F - 64^{\circ}F) + (93^{\circ}F - 85^{\circ}F)$$

$$DTCE_E = 28.5^{\circ}F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 60.14 \text{ ft}^2 * 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}F} * 28.5^{\circ}F$$

$$Q = 1,782.55 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ganancia por Radiación

Ventana Este

DATOS			
FGCS	A	CS	FCE
225	60.14	0.87	0.73

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

$$Q = 225 \frac{Btu}{hr * ft^2} * 60.14 ft^2 * 0.87 * 0.73$$

$$Q = 8,593.86 \frac{Btu}{hr}$$

Ganancia de calor total a través de ventanas

$$Q = 1,782.55 \frac{Btu}{hr} + 8,593.86 \frac{Btu}{hr}$$

$$Q = 10,376.4 \frac{Btu}{hr}$$

- **Calculo de carga térmica por iluminación**

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	1	1	1

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

$$Q = 3.4 * 53 * 1 * 1$$

$$Q = 180.20 \frac{Btu}{hr}$$

- **Calculo de carga térmica por personas**

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	5

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 3$$

$$Q_s = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 690 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 570 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,260 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Calculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	1	90	307.1 $\frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Impresora	1	150	511.82 $\frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$
Total Ganancia de Calor			818.91 $\frac{\text{Btu}}{\text{Hr}}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_{\text{Pared E}} = \frac{\left(0.585 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 50.70 \text{ ft}^2\right) + \left(1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 60.14 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

$$K_{\text{Pared s}} = \frac{\left(0.12 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92.03 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

$$K_{\text{Pared O}} = \frac{\left(0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 92.03 \text{ ft}^2\right)}{9.35 \text{ ft}}$$

$$K = K_{\text{Pared N.}} + K_{\text{Pared E.}} + K_{\text{Pared E.}}$$

$$K = \frac{92.20 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}} + 11.04 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}} + 36.81 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} * ^\circ\text{F}}}{28.05 \text{ ft}}$$

$$K = 4.99 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft} * \text{Hr} * ^\circ\text{F}}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$



$$F_C = 1 - 0.02 \left(4.84 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft} * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} \right)$$

$$F_C = 0.90$$

- **Ganancia de calor por infiltración**

$$Q_{\text{infiltracion}} = Q_{\text{TRecinto}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 14,195.91 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 425.88 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Ambiente No. 11: Caja 1 y Caja 2

- **Calculo de Ganancia de calor a través de paredes**

Pared Norte

La ganancia de calor generada en esta pared será obviada debido a que es una pared compartida con un área climatizado el cual estará a la misma temperatura de diseño

Pared Este

Datos		
U	A	DT
0.40	62.96	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^\circ\text{F}$$

$$DT = 29^\circ\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 62.96 \text{ ft}^2 * 0.40 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^\circ\text{F}} * 29^\circ\text{F}$$

$$Q = 730.34 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Puerta Este



Datos		
U	A	DT
0.47 ¹⁴	20.60	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^{\circ}\text{F}$$

$$DT = 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 20.60 \text{ ft}^2 * 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}\text{F}} * 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 280.77 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Sur

Datos		
U	A	DT
0.212	143.69	29°F

DT = Diferencia de temp. entre inteior a exterior del espacio a acondicionar

$$DT = 93 - 64^{\circ}\text{F}$$

$$DT = 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = A * U * DT$$

$$Q = 143.69 \text{ ft}^2 * 0.212 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * ^{\circ}\text{F}} * 29^{\circ}\text{F}$$

$$Q = 883.41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pared Oeste

Datos							
U	A	DTCE	LM	K	T _R	T _O	F

¹⁴ Ver Anexos No.2, Página No.77 Coeficiente global de transferencia de calor para componentes de la edificación Tabla A.3



0.212	93.65	11°F	-1	1	64°F	93°F	1
-------	-------	------	----	---	------	------	---

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

$$DTCE_e = [(11°F + (-1)) * 1 + (78°F - 64°F) + (93°F - 85)] * 1$$

$$DTCE_e = 32°F$$

$$Q = A * U * DTCE_e$$

$$Q = 93.65 \text{ ft}^2 * 0.212 \frac{\text{Btu}}{\text{Ft}^2 * \text{Hr} * °\text{F}} * 32°F$$

$$Q = 635.32 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

- **Calculo de carga térmica por iluminación**

DATOS			
W	No. Luminaria	FB	FCE
53	2	1	1

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

$$Q = 3.4 * 106 * 1 * 1$$

$$Q = 360.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Calculo de carga térmica por personas

DATOS			
q_s	q_l	FCE	N
230	190	1	4

$$Q_s = 230 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 4 * 1.0$$

$$Q_l = 190 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr}} * 4$$

$$Q_s = 920 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_l = 760 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 920 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} + 760 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_T = 1,680 \frac{Btu}{hr}$$

- **Calculo de Ganancia de Calor por aparatos eléctricos**

Equipos	Cantidad	Potencia Watts	Ganancia calor
Laptop	3	90	921.27 $\frac{Btu}{Hr}$
Impresora	2	150	1,023.63 $\frac{Btu}{Hr}$
Total Ganancia de Calor			1,944.9 $\frac{Btu}{Hr}$

- **Transferencia de calor de los alrededores**

$$K_{Pared E} = \frac{\left(0.4 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 62.96 ft^2\right)}{6.36 ft}$$

$$K_{Pared s} = \frac{\left(0.12 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 157.15 ft^2\right)}{14.68 ft}$$

$$K_{Pared O} = \frac{\left(0.212 \frac{Btu}{Ft^2 * Hr * ^\circ F} * 92.65 ft^2\right)}{9.51 ft}$$

$$K = K_{Pared N.} + K_{Pared E.} + K_{Pared E.}$$

$$K = \frac{25.18 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 18.86 \frac{Btu}{hr * ^\circ F} + 19.85 \frac{Btu}{hr * ^\circ F}}{30.47 ft}$$

$$K = 2.1 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}$$

$$F_C = 1 - 0.02 K$$

$$F_C = 1 - 0.02 \left(4.84 \frac{Btu}{Ft * Hr * ^\circ F}\right)$$

$$F_C = 0.96$$

- **Ganancia de calor por infiltración**

$$Q_{infiltracion} = Q_{TRecinto} * 3 \%$$



$$Q_{\text{infiltracion}} = 5,931.47 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} * 3 \%$$

$$Q_{\text{infiltracion}} = 187.64 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

10.4) Anexos 4. Fichas Técnicas

Outdoor Unit: 24-TON PUHY-P288TSLMU-A (-BS)
(Consists of One PUHY-P120TLMU-A (-BS), One PUHY-P96TLMU-A (-BS), One PUHY-P72TLMU-A (-BS) and One CMY-Y300CBK2 Twinning Kit)

Job Name:	
System Reference:	Date:



OUTDOOR VRF HEAT PUMP SYSTEM

- UNIT OPTION**
- Standard Model.....PUHY-P288TSLMU-A
 - Seacoast (BS) Model.....PUHY-P288TSLMU-A-BS
- ACCESSORIES**
- Twinning Kit (required).....CMY-Y300CBK2
 - Joint Kit.....for details see Pipe Accessories Submittal
 - Low Ambient Kit.....for details see Low Ambient Kit Submittal
 - Snow/Hail Guards Kit.....for details see Snow/Hail Guards Kit Submittal
 - Base Pan Heater Kit.....for details see Base Pan Heater Kit Submittal

Specifications		System	Module 1	Module 2	Module 3
Unit Type		PUHY-P288TSLMU-A (-BS)	PUHY-P120TLMU-A (-BS)	PUHY-P96TLMU-A (-BS)	PUHY-P72TLMU-A (-BS)
Nominal Cooling Capacity (208/230V)	Btu/h	288,000	120,000	96,000	72,000
Nominal Heating Capacity (208/230V)	Btu/h	323,000	135,000	108,000	80,000
Operating Temperature Range *1	Cooling (Outdoor) *2 Heating (Outdoor)	Refer to Module Data	23~128° F (-5~52° C) DB -13~60° F (-25~15.5° C) WB		
External Dimensions (H x W x D)	In. (mm)	Refer to Module Data	64-31/32 x 68-29/32 x 29-5/32 (1,650 x 1,750 x 740)	64-31/32 x 48-1/16 x 29-5/32 (1,650 x 1,220 x 740)	64-31/32 x 36-1/4 x 29-5/32 (1,650 x 920 x 740)
Net Weight	Lbs. (kg)	1,605 (727)	671 (304)	499 (226)	435 (197)
External Finish		Refer to Module Data	Pre-coated galvanized steel sheet		
Electrical Power Requirements	Voltage, Phase, Hertz	Refer to Module Data**	208 / 230V, 3-Phase, 60Hz		
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	Refer to Module Data**	42 / 39	32 / 29	24 / 22
Maximum Overcurrent Protection (MOP)	A	Refer to Module Data**	60 / 60	50 / 45	35 / 35
Piping Diameter (Brazed)					
From Twinning Kit to First Joint or Header (In. / mm)	Liquid (High Pressure) Gas (Low Pressure)	3/4 (19.05) 1-3/8 (34.93)	Refer to System Data		
Max. Total Refrigerant Line Length	FL	3,280			
Max. Refrigerant Line Length (Between ODU & IDU)	FL	541	Refer to System Data		
Max. Control Wiring Length	Ft.	1,640			
Indoor Unit	Total Capacity Model / Quantity	50~130% of outdoor unit capacity P06~P96/2~50	Refer to System Data		
Sound Pressure Level	dB(A)	64.0	Refer to System Data		
Fan					
Type x Quantity		Refer to Module Data	Propeller fan x 2	Propeller fan x 1	Propeller fan x 1
Airflow Rate	CFM		11,300	6,700	6,200
External Static Pressure	In. WG	Refer to Module Data	Selectable: 0, 0.12 or 0.24" WG; factory set to 0" W.G.		
Compressor Operating Range		4% to 100%	Refer to System Data		
Compressor Type x Quantity		Refer to Module Data	Inverter-driven Scroll Hermetic x 1	Inverter-driven Scroll Hermetic x 1	Inverter-driven Scroll Hermetic x 1
Refrigerant		Refer to Module Data	R410A; 26 lbs. + 1 oz. (11.8 kg)	R410A; 22 lbs. + 12 oz. (10.3 kg)	R410A; 16 lbs. + 9 oz. (7.5 kg)
Protection Devices	High Pressure Inverter Circuit (Comp. / Fan)	Refer to Module Data	High pressure sensor, High pressure switch at 4.15 MPa (601 psi) Over-current protection	High pressure sensor, High pressure switch at 4.15 MPa (601 psi) Over-current protection	High pressure sensor, High pressure switch at 4.15 MPa (601 psi) Over-current protection
AHRi Ratings (Ducted/Non-Ducted)	EER IEER COP	12.0 / 13.5 20.4 / 24.0 3.47 / 3.70	Refer to System Data		

NOTES:
*1. When applying product below -4° F, consult your design engineer for cold climate application best practices, including the use of a backup source for heating.
*2. For details on extended cooling operation range down to -10° F DB, see Low Ambient Kit Submittal.

** Each individual module requires a separate electrical connection. Refer to electrical data for each individual module.



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
RECINTO UNIVERSITARIO PERIO ARAUZ PALACIOS (UNI-RUPAP)
FACULTAD DE TECNOLIGA DE LA INDUSTRIA**

CITYMULTI®
Outdoor Unit: **12-TON PUHY-P144TSLMU-A (-BS)**
(Consists of Two PUHY-P72TLMU-A (-BS), and One CMY-Y100CBK3 Twinning Kit)

Job Name:	Date:
System Reference:	



OUTDOOR VRF HEAT PUMP SYSTEM

UNIT OPTION

- Standard Model PUHY-P144TSLMU-A
- Seacoast (BS) Model PUHY-P144TSLMU-A-BS

ACCESSORIES

- Twinning Kit (required) CMY-Y100CBK3
- Joint Kit for details see Pipe Accessories Submittal
- Low Ambient Kit for details see Low Ambient Kit Submittal
- Snow/Hail Guards Kit for details see Snow/Hail Guards Kit Submittal
- Base Pan Heater Kit for details see Base Pan Heater Kit Submittal

Specifications		System	Module 1	Module 2
Unit Type		PUHY-P144TSLMU-A (-BS)	PUHY-P72TLMU-A (-BS)	PUHY-P72TLMU-A (-BS)
Nominal Cooling Capacity (208/230V)	Btu/h	144,000	72,000	72,000
Nominal Heating Capacity (208/230V)	Btu/h	160,000	80,000	80,000
Operating Temperature Range *1	Cooling (Outdoor) *2	Refer to Module Data	23~126° F (-5~52° C) DB	
	Heating (Outdoor)		-13~80° F (-25~15.5° C) WB	
External Dimensions (H x W x D)	In. (mm)	Refer to Module Data	64-31/32 x 36-1/4 x 29-5/32 (1,650 x 920 x 740)	64-31/32 x 36-1/4 x 29-5/32 (1,650 x 920 x 740)
Net Weight	Lbs. (kg)	870 (394)	435 (197)	435 (197)
External Finish		Refer to Module Data	Pre-coated galvanized steel sheet	
Electrical Power Requirements	Voltage, Phase, Hertz	Refer to Module Data**	208 / 230V, 3-Phase, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	Refer to Module Data**	24 / 22	24 / 22
Maximum Overcurrent Protection (MOP)	A	Refer to Module Data**	35 / 35	35 / 35
Piping Diameter (Brazed)				
From Twinning Kit to First Joint or Header (In. / mm)	Liquid (High Pressure)	1/2 (12.7)	Refer to System Data	
	Gas (Low Pressure)	1-1/8 (28.56)		
Max. Total Refrigerant Line Length	Ft.	3,260	Refer to System Data	
Max. Refrigerant Line Length (Between ODU & IDU)	Ft.	541		
Max. Control Wiring Length	Ft.	1,640		
Indoor Unit	Total Capacity	50~130% of outdoor unit capacity	Refer to System Data	
	Model / Quantity	P06~P96/1~31	Refer to System Data	
Sound Pressure Level	dB(A)	81.0	Refer to System Data	
Fan				
Type x Quantity		Refer to Module Data	Propeller fan x 1	Propeller fan x 1
Airflow Rate	CFM		6,200	6,200
External Static Pressure	In. WG	Refer to Module Data	Selectable; 0, 0.12 or 0.24" WG; factory set to 0" W.G.	
Compressor Operating Range		6% to 100%	Refer to System Data	
Compressor Type x Quantity		Refer to Module Data	Inverter-driven Scroll Hermetic x 1	Inverter-driven Scroll Hermetic x 1
Refrigerant		Refer to Module Data	R410A; 16 lbs. + 9 oz. (7.5 kg)	R410A; 16 lbs. + 9 oz. (7.5 kg)
Protection Devices	High Pressure	Refer to Module Data	High pressure sensor, High pressure switch at 4.15 MPa (601 psi)	High pressure sensor, High pressure switch at 4.15 MPa (601 psi)
	Inverter Circuit (Comp. / Fan)		Over-current protection	Over-current protection
AHRI Ratings (Ducted/Non-Ducted)	EER	12.6 / 14.6	Refer to System Data	
	IEER	21.3 / 26.0		
	ODP	3.6 / 4.1		

NOTES:

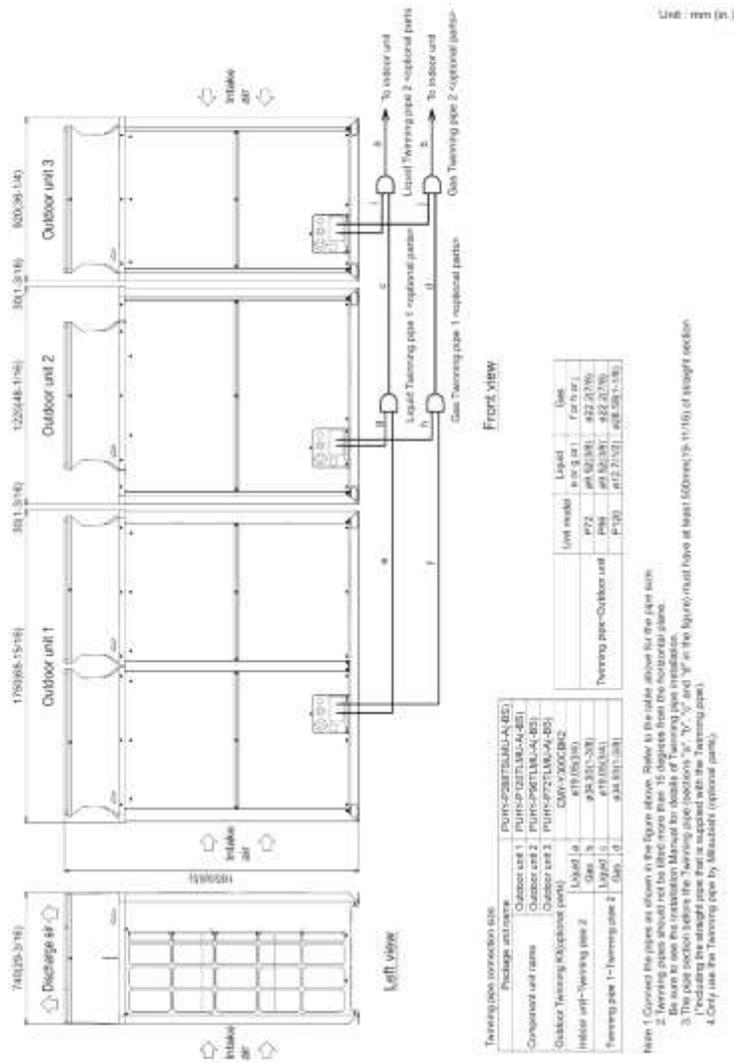
*1. When applying product below -4° F, consult your design engineer for cold climate application best practices, including the use of a backup source for heating.
*2. For details on extended cooling operation range down to -10° F DB, see Low Ambient Kit Submittal

** Each individual module requires a separate electrical connection. Refer to electrical data for each individual module.

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

Outdoor Unit: PUHY-P288TSLMU-A (-BS) – DIMENSIONS



NOTES:
SEACOAST PROTECTION

- Anti-corrosion Protection: A coating treatment is applied to condenser coil for protection from air contaminants.
- Standard: Salt Spray Test Method - no unusual rust development to 400 hours
- Sea Coast (BS): Salt Spray Test Method (JRA 9002) - no unusual rust development to 660 hours

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

Model: PUHY-P120TLMU-A (-BS) – DIMENSIONS

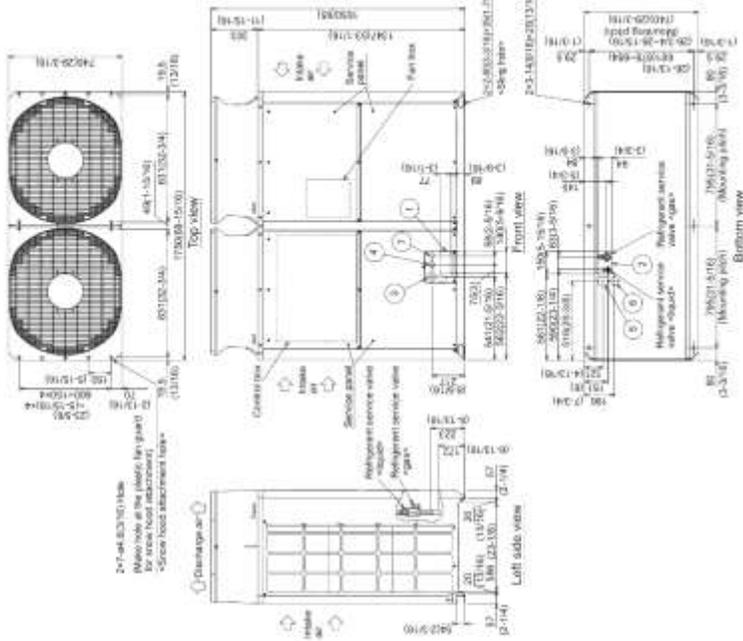
Unit : mm (in.)

Please refer to the engineering manual for information regarding necessary working around the unit and the correct way to connect the unit to the duct. The unit is designed to be installed at least 12" off the ground above the support structure. All electrical connections should be made in accordance with applicable codes. The unit should be installed with the condenser coils facing the outdoor air. The unit should be installed with the condenser coils facing the outdoor air. The unit should be installed with the condenser coils facing the outdoor air.

Model	Refrigerant pipe		Diameter		Service valve
	Location	Type	OD (mm)	ID (mm)	
PUHY-P120TLMU	Indoor	R134A	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)
PUHY-P120TLMU	Outdoor	R134A	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)
PUHY-P120TLMU	Indoor	R134A	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)
PUHY-P120TLMU	Outdoor	R134A	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)	1/2" (12.7)

- *1. Expand the condenser piping and connect to the refrigerant service valve using the correct expansion method.
- *2. Use the pipe protection assembly and connect to the refrigerant service valve using the correct expansion method.
- *3. Use the pipe protection assembly and connect to the refrigerant service valve using the correct expansion method.
- *4. Further piping length 100 mm (10/409.12110)

NO	Usage	Specifications
1	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
2	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
3	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
4	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
5	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
6	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size
7	For pipes	For pipes: 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size 1.5" (38.1) nominal size



NOTES:

SEACOAST PROTECTION

- Anti-corrosion Protection: A coating treatment is applied to condenser coil for protection from air contaminants.
- Standard: Salt Spray Test Method - no unusual rust development to 400 hours.
- Sea Coast (BS): Salt Spray Test Method (JIRA 9002) - no unusual rust development to 960 hours.

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI®

Model: PLFY-P12NEMU-E



Job Name:	Date:
System Reference:	



GENERAL FEATURES:

- New Square Edge, Sleek Design
- New 3D Turbo Fan Enabling Increased Airflow
- Improved Installation Features
- Four Fan Speed Settings
- Auto Fan
- Corner Pocket Design For Simplified Installation
- Built In Condensate Lift Mechanism, Lifts To 33-7/16"
- Ventilation Air Intake Supported

ACCESSORIES:

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ37SP-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

Notes:

SPECIFICATIONS:

Capacity*		
Cooling	Btu/h	12,000
Heating	Btu/h	13,500

*Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling | Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB, Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating | Indoor: 70° F (21.1° C) DB, Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	208 / 230V, 1-phase, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.33 (60Hz)
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions		
Unit (H x W x D)	In (mm)	10-3/16 x 33-3/32 x 33-3/32 (40 x 840 x 840)
Grill (PLP-P40EAU) (H x W x D)	In (mm)	1-9/16 x 37-3/8 x 37-3/8 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	42 (19)
Grill	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheets
Grill	White - MUNSELL (6.4Y 8.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	459 - 494 - 530 - 565
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.05
Motor F.L.A.	A	0.26

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	--

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In (mm)	1/4 (6.35) Flare
Gas (Low Pressure)	In (mm)	1/2 (12.70) Flare

Field Drain Pipe Size	In (mm)	O.D. 1-1/4 (32)
-----------------------	---------	-----------------

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	27 - 29 - 30 - 31

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI®

Model: PLFY-P18NBMU-E2



Job Name:	Date:
System Reference:	



GENERAL FEATURES:

- Dual set point functionality
- Lightweight, low-profile compact design
- Customizable wide airflow pattern with adjustable vane control through unit controller
- Auto wave airflow in heating mode— independent cycling of horizontal and vertical vane positions for even heat distribution
- Four-speed fan settings
- Auto fan
- Corner-pocket design for simplified installation
- Built-in condensate lift mechanism; lifts to 33-7/16 in.
- Ventilation air intake supported

ACCESSORIES:

- Air Outlet Shutter Plate (2 pieces) (PAC-SH51SP-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)
- Condensate Pump (BlueDiamond XB7-711/721; 115/230V)
- Condensate Pump (Sauermann SI30-115/230; 115/230V)
- Drain Pan Level Sensor (DPLS1)
- High-Efficiency Filter (MERV 10) (PAC-SH59KF-E)
- i-see Sensor Corner Panel (PAC-SA1ME-E)
- Multi-Function Casement (PAC-SH53TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SA9FA-E)

Notes:

SPECIFICATIONS:

Capacity*		
Cooling	Btu/h	18,000
Heating	Btu/h	20,000

*Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling | Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB, Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating | Indoor: 70° F (21.1° C) DB, Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	208 / 230V, 1-phase, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.42 (60Hz)
Recommended Fuse Size	A	5

External Dimensions		
Unit (H x W x D)	In (mm)	10-3/16 x 33-3/32 x 33-3/32 (258 x 840 x 840)
Grill (PLP-40BAU) (H x W x D)	In (mm)	1-3/8 x 37-13/32 x 37-13/32 (35 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	51 (23)
Grill	Lbs (kg)	13 (6)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheets
Grill	White - MUNSELL (6.4Y 8.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
------------------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	494 - 530 - 565 - 636
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.05
Motor FLA	A	0.33

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
-------------------	--

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In (mm)	1/4 (6.35) Flare
Gas (Low Pressure)	In (mm)	1/2 (12.70) Flare

Field Drain Pipe Size	In (mm)	O.D. 1-1/4 (32)
------------------------------	---------	-----------------

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 29 - 30 - 32

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI®

Model: PLFY-P24NEMU-E



Job Name:	
System Reference:	Date:



GENERAL FEATURES:

- New Square Edge, Sleek Design
- New 3D Turbo Fan Enabling Increased Airflow
- Improved Installation Features
- Four Fan Speed Settings
- Auto Fan
- Corner Pocket Design For Simplified Installation
- Built In Condensate Lift Mechanism, Lifts To 33-7/16"
- Ventilation Air Intake Supported

ACCESSORIES:

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ37SP-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

Notes:

SPECIFICATIONS:

Capacity*		
Cooling	Btu/h	24,000
Heating	Btu/h	27,000

*Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling | Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB, Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating | Indoor: 70° F (21.1° C) DB, Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	208 / 230V, 1-phase, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.51 (60Hz)
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions		
Unit (H x W x D)	In (mm)	10-3/16 x 33-3/32 x 33-3/32 (258 x 840 x 840)
Grill (PLP-40EAU) (H x W x D)	In (mm)	1-9/16 x 37-3/8 x 37-3/8 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	46 (21)
Grill	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill	White - MUNSELL (6.4Y 8.9/0.4)

Coil Type	
Coil Type	Cross fin

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	494 - 565 - 671 - 777
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.05
Motor FLA	A	0.41

Air Filter	
Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In (mm)	3/8 (9.52) Flare
Gas (Low Pressure)	In (mm)	5/8 (15.88) Flare

Field Drain Pipe Size		
Field Drain Pipe Size	In (mm)	O.D. 1-1/4 (32)

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 31 - 34 - 37

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI®

Model: PLFY-P30NEMU-E



Job Name:	Date:
System Reference:	



GENERAL FEATURES:

- New Square Edge, Sleek Design
- New 3D Turbo Fan Enabling Increased Airflow
- Improved Installation Features
- Four Fan Speed Settings
- Auto Fan
- Corner Pocket Design For Simplified Installation
- Built In Condensate Lift Mechanism, Lifts To 33-7/16"
- Ventilation Air Intake Supported

ACCESSORIES:

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ37SP-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

Notes:

SPECIFICATIONS:

Capacity*		
Cooling	Btu/h	30,000
Heating	Btu/h	34,000

*Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling | Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB, Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating | Indoor: 70° F (21.1° C) DB, Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	208 / 230V, 1-phase, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.7 (60Hz)
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions		
Unit (H x W x D)	In (mm)	10-3/16 x 33-3/32 x 33-3/32 (258 x 840 x 840)
Grill (PLP-P40EAU) (H x W x D)	In (mm)	1-9/16 x 37-3/8 x 37-3/8 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	46 (21)
Grill	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill	White - MUNSELL (6.4Y 8.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	494 - 600 - 742 - 883
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.05
Motor F.L.A.	A	0.56

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	--

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In (mm)	3/8 (9.52) Flare
Gas (Low Pressure)	In (mm)	5/8 (15.88) Flare

Field Drain Pipe Size	In (mm)	O.D. 1-1/4 (32)
-----------------------	---------	-----------------

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 32 - 35 - 38

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.



CITYMULTI®		Model: PMFY-P12NBMU-ER5																																														
Job Name:		Date:																																														
Schedule Reference:																																																
 <p>GENERAL FEATURES</p> <ul style="list-style-type: none"> • Dual set point functionality • Lightweight and compact design • Four-speed fan settings • Built-in condensate lift mechanism • Ventilation air intake supported <p>OPTIONS</p> <p><input type="checkbox"/> CN24 Relay Kit.....CN24RELAY-KIT-CM3</p> <p style="font-size: small; margin-top: 20px;">* Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions: Cooling Indoor: 80° F (27° C) DB / 67° F (19° C) WB Cooling Outdoor: 95° F (35° C) DB Heating Indoor: 70° F (21° C) DB Heating Outdoor: 47° F (8° C) DB / 43° F (6° C) WB</p>	<p>SPECIFICATIONS</p> <p>Capacity*</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Cooling</td> <td style="text-align: right;">12,000 Btu/h</td> </tr> <tr> <td>Heating</td> <td style="text-align: right;">13,500 Btu/h</td> </tr> </table> <p>Power</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Power Source</td> <td style="text-align: right;">208 / 230V, 1 phase, 60Hz</td> </tr> </table> <p>Power Consumption</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Cooling</td> <td style="text-align: right;">0.04 kW</td> </tr> <tr> <td>Heating</td> <td style="text-align: right;">0.04 kW</td> </tr> </table> <p>Current</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Cooling</td> <td style="text-align: right;">0.21 A</td> </tr> <tr> <td>Heating</td> <td style="text-align: right;">0.21 A</td> </tr> <tr> <td>Minimum Circuit Ampacity (MCA)</td> <td style="text-align: right;">0.26 A</td> </tr> <tr> <td>Maximum Overcurrent Protection (MOCP)</td> <td style="text-align: right;">15 A</td> </tr> </table> <p>External Finish</p> <p style="text-align: right;">Grille: 6.4Y 8.9/0.4</p> <p>Dimensions</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Inches</td> <td style="width: 15%;">9-1/16" h x 31-31/32" w x 15-9/16" d</td> <td style="width: 70%;"></td> </tr> <tr> <td>mm</td> <td>230 h x 812 w x 395 d</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="3">Grille</td> </tr> <tr> <td>Inches</td> <td>1-3/16" h x 39-3/8" w x 18-17/32" d</td> <td></td> </tr> <tr> <td>mm</td> <td>30 h x 1000 w x 470 d</td> <td></td> </tr> </table> <p>Net Weight</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Unit</td> <td style="text-align: right;">31 lb / 14 kg</td> </tr> <tr> <td>Grille</td> <td style="text-align: right;">7 lb / 3 kg</td> </tr> </table> <p>Coil Type</p> <p style="text-align: right;">Cross fin</p> <p>Fan</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Type x Quantity</td> <td style="text-align: right;">Line flow fan x 1</td> </tr> <tr> <td>Airflow Rate (Low-Mid1-Mid2-High) ..</td> <td style="text-align: right;">258-283-304-328 CFM</td> </tr> <tr> <td>Motor Type</td> <td style="text-align: right;">DC brushless motor</td> </tr> </table> <p>Air Filter</p> <p style="text-align: right;">PP honeycomb</p> <p>Refrigerant Pipe Dimensions</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 80%;">Liquid</td> <td style="text-align: right;">1/4" / 6.35 mm flare</td> </tr> <tr> <td>Gas</td> <td style="text-align: right;">1/2" / 12.7 mm flare</td> </tr> </table> <p>Drainpipe Dimension</p> <p style="text-align: right;">O.D. 1" / 26 mm</p> <p>Sound Level (Low-Mid1-Mid2-High)</p> <p style="text-align: right;">32-34-36-37 dB (A)</p>	Cooling	12,000 Btu/h	Heating	13,500 Btu/h	Power Source	208 / 230V, 1 phase, 60Hz	Cooling	0.04 kW	Heating	0.04 kW	Cooling	0.21 A	Heating	0.21 A	Minimum Circuit Ampacity (MCA)	0.26 A	Maximum Overcurrent Protection (MOCP)	15 A	Inches	9-1/16" h x 31-31/32" w x 15-9/16" d		mm	230 h x 812 w x 395 d		Grille			Inches	1-3/16" h x 39-3/8" w x 18-17/32" d		mm	30 h x 1000 w x 470 d		Unit	31 lb / 14 kg	Grille	7 lb / 3 kg	Type x Quantity	Line flow fan x 1	Airflow Rate (Low-Mid1-Mid2-High) ..	258-283-304-328 CFM	Motor Type	DC brushless motor	Liquid	1/4" / 6.35 mm flare	Gas	1/2" / 12.7 mm flare
Cooling	12,000 Btu/h																																															
Heating	13,500 Btu/h																																															
Power Source	208 / 230V, 1 phase, 60Hz																																															
Cooling	0.04 kW																																															
Heating	0.04 kW																																															
Cooling	0.21 A																																															
Heating	0.21 A																																															
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	0.26 A																																															
Maximum Overcurrent Protection (MOCP)	15 A																																															
Inches	9-1/16" h x 31-31/32" w x 15-9/16" d																																															
mm	230 h x 812 w x 395 d																																															
Grille																																																
Inches	1-3/16" h x 39-3/8" w x 18-17/32" d																																															
mm	30 h x 1000 w x 470 d																																															
Unit	31 lb / 14 kg																																															
Grille	7 lb / 3 kg																																															
Type x Quantity	Line flow fan x 1																																															
Airflow Rate (Low-Mid1-Mid2-High) ..	258-283-304-328 CFM																																															
Motor Type	DC brushless motor																																															
Liquid	1/4" / 6.35 mm flare																																															
Gas	1/2" / 12.7 mm flare																																															
Notes:																																																
																																																

Specifications are subject to change without notice.
 © 2012 Mitsubishi Electric & Electronics USA, Inc.

CITYMULTI® PLFY-EP18NEMU-E

Job Name: _____ Date: _____
System Reference: _____



GENERAL FEATURES

- Square edge, sleek design
- 3D turbo fan enabling increased airflow
- Built-in 3D i-see Sensor™
- Improved installation features*
- Occupancy detection*
- Energy saving features*
- Improved occupant comfort
- Four fan speed settings including auto-fan
- Corner pocket design for simplified installation
- Built-in condensate lift mechanism designed to provide up to 33-7/16" of lift
- Ventilation air intake supported

*Requires a PAR-32MAA-J controller

ACCESSORIES

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ375P-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

SPECIFICATIONS

Capacity*		
Cooling	Btuh	18,000
Heating	Btuh	20,000

* Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling (Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB; Outdoor 95° F (35° C) DB; Heating (Indoor: 70° F (21.1° C) DB; Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	1-phase, 208 / 230V, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.43
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions (H x W x D)		
Unit	In.(mm)	10-3/16 x 33-3/32 x 33-3/32 (258 x 840 x 840)
Grill (PLP-40EAEU)	In.(mm)	1-9/16 x 37-13/32 x 37-13/32 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	46 (21)
Grill (PLP-40EAEU)	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill (PLP-40EAEU)	White - MUNSELL (6.4Y 6.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow Rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	530 - 565 - 600 - 636
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.05
Motor F.L.A.	A	0.34

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	---

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In.(mm)	1/4 (6.35) Flare
Gas (Low Pressure)	In.(mm)	1/2 (12.7) Flare
Field Drain Pipe Size	In.(mm)	O.D. 1-1/4 (32)

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 30 - 31 - 32

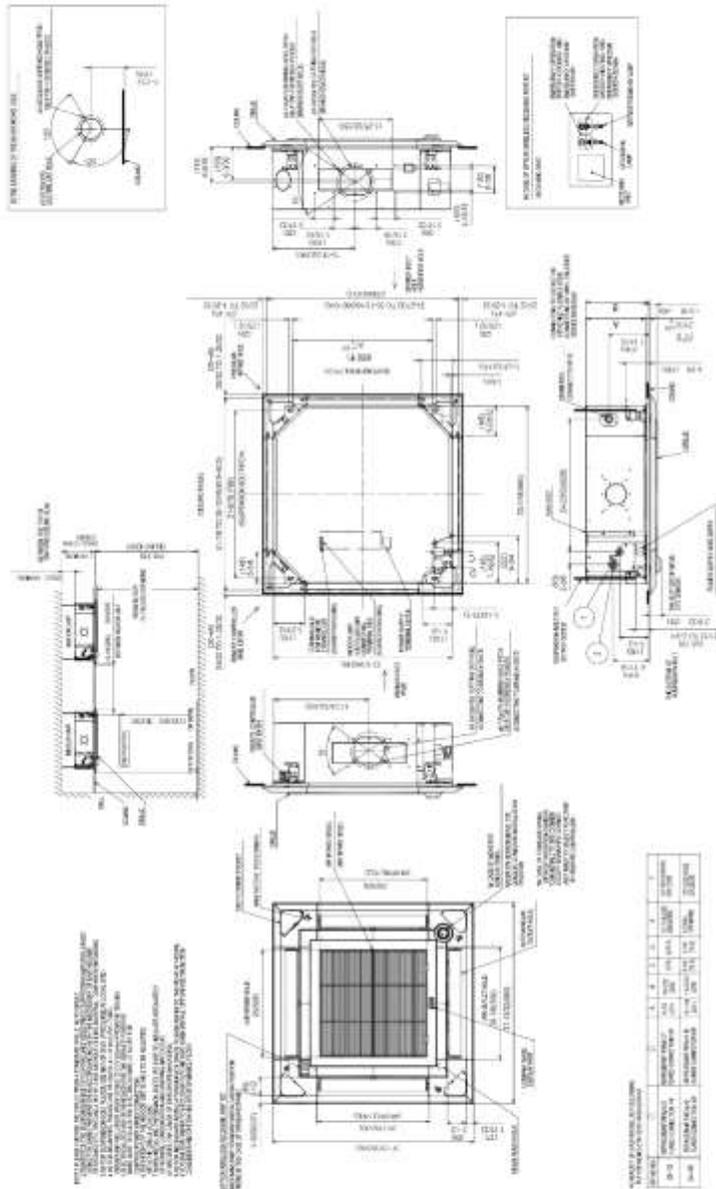
Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.



Model: PLFY-EP18NEMU-E – DIMENSIONS

Units: mm (in.)



Model	Capacity (kW)	Capacity (BTU/hr)	Capacity (Tons)	Capacity (HP)
PLFY-EP18NEMU-E	1.8	6150	0.52	0.75



1340 Satellite Boulevard, Suwanee, GA 30024
 Toll Free: 800-433-4822 www.mehvac.com



© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

Form# PLFY-EP18NEMU-E - 201611

Specifications are subject to change without notice.

CITYMULTI®
PLFY-EP24NEMU-E

Job Name: _____ Date: _____
 System Reference: _____



GENERAL FEATURES

- Square edge, sleek design
- 3D turbo fan enabling increased airflow
- Built-in 3D i-see Sensor™
- Improved installation features*
- Occupancy detection*
- Energy saving features*
- Improved occupant comfort
- Four fan speed settings including auto-fan
- Corner pocket design for simplified installation
- Built-in condensate lift mechanism designed to provide up to 33-7/16" of lift
- Ventilation air intake supported

*Requires a PAR-32MAA-J controller

ACCESSORIES

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ375P-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

SPECIFICATIONS

Capacity*		
Cooling	Btuh	24,000
Heating	Btuh	27,000

* Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
 Cooling (Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB; Outdoor 95° F (35° C) DB
 Heating (Indoor: 70° F (21.1° C) DB; Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB)

Electrical		
Electrical Power Requirements	1-phase, 208 / 230V, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.54
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions (H x W x D)		
Unit	In.(mm)	11-3/4 x 33-3/32 x 33-3/32 (298 x 840 x 840)
Grill (PLP-40EAEU)	In.(mm)	1-9/16 x 37-13/32 x 37-13/32 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	55 (25)
Grill (PLP-40EAEU)	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill (PLP-40EAEU)	White - MUNSELL (6.4Y 6.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow Rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	636 - 671 - 742 - 812
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.12
Motor F.L.A.	A	0.43

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	---

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In.(mm)	3/8 (9.52) Flare
Gas (Low Pressure)	In.(mm)	5/8 (15.88) Flare
Field Drain Pipe Size	In.(mm)	O.D. 1-1/4 (32)

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 30 - 32 - 34

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI® **PLFY-EP30NEMU-E**

Job Name: _____ Date: _____
System Reference: _____



GENERAL FEATURES

- Square edge, sleek design
- 3D turbo fan enabling increased airflow
- Built-in 3D i-see Sensor™
- Improved installation features*
- Occupancy detection*
- Energy saving features*
- Improved occupant comfort
- Four fan speed settings including auto-fan
- Corner pocket design for simplified installation
- Built-in condensate lift mechanism designed to provide up to 33-7/16" of lift
- Ventilation air intake supported

*Requires a PAR-32MAA-J controller

ACCESSORIES

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ375P-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

SPECIFICATIONS

Capacity*		
Cooling	Btuh	30,000
Heating	Btuh	34,000

* Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling (Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB; Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating (Indoor: 70° F (21.1° C) DB; Outdoor 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB)

Electrical		
Electrical Power Requirements	1-phase, 208 / 230V, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.57
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions (H x W x D)		
Unit	In.(mm)	11-3/4 x 33-3/32 x 33-3/32 (298 x 840 x 840)
Grill (PLP-40EAEU)	In.(mm)	1-9/16 x 37-13/32 x 37-13/32 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	55 (25)
Grill (PLP-40EAEU)	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill (PLP-40EAEU)	White - MUNSELL (6.4Y 6.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow Rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	636 - 706 - 777 - 812
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.12
Motor F.L.A.	A	0.45

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	---

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In.(mm)	3/8 (9.52) Flare
Gas (Low Pressure)	In.(mm)	5/8 (15.88) Flare
Field Drain Pipe Size	In.(mm)	O.D. 1-1/4 (32)

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	28 - 31 - 33 - 35

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI® PLFY-EP36NEMU-E

Job Name: _____ Date: _____
System Reference: _____



GENERAL FEATURES

- Square edge, sleek design
- 3D turbo fan enabling increased airflow
- Built-in 3D i-see Sensor™
- Improved installation features*
- Occupancy detection*
- Energy saving features*
- Improved occupant comfort
- Four fan speed settings including auto-fan
- Corner pocket design for simplified installation
- Built-in condensate lift mechanism designed to provide up to 33-7/16" of lift
- Ventilation air intake supported

*Requires a PAR-32MAA-J controller

ACCESSORIES

- Air Outlet Shutter Plate (3 pieces) (PAC-SJ37SP-E)
- High Efficiency Filter (PAC-SH59KF-E)
- Multi Function Casement (PAC-SJ41TM-E)
- Wireless Signal Receiver (PAR-SR3LA-E)
- CN24 Relay Kit (CN24RELAY-KIT-CM3)

SPECIFICATIONS

Capacity*		
Cooling	Btuh	36,000
Heating	Btuh	40,000

* Cooling / Heating capacity indicated at the maximum value at operation under the following conditions:
Cooling | Indoor: 80° F (26.7° C) DB / 67° F (19° C) WB; Outdoor 95° F (35° C) DB
Heating | Indoor: 70° F (21.1° C) DB; Outdoor: 47° F (8.3° C) DB / 43° F (6° C) WB

Electrical		
Electrical Power Requirements	1-phase, 208 / 230V, 60Hz	
Minimum Circuit Ampacity (MCA)	A	0.92
Recommended Fuse Size	A	15

External Dimensions (H x W x D)		
Unit	In.(mm)	11-3/4 x 33-3/32 x 33-3/32 (298 x 840 x 840)
Grill (PLP-40EAEU)	In.(mm)	1-9/16 x 37-13/32 x 37-13/32 (40 x 950 x 950)

Net Weight		
Unit	Lbs (kg)	55 (25)
Grill (PLP-40EAEU)	Lbs (kg)	11 (5)

External Finish	
Unit	Galvanized steel sheet
Grill (PLP-40EAEU)	White - MUNSELL (6.4Y 8.9/0.4)

Coil Type	Cross fin
-----------	-----------

Fan		
Type x Quantity	Turbo fan x 1	
Airflow Rate (Low-Mid2-Mid1-High)	CFM	777 - 883 - 989 - 1095
Motor Type	DC motor	
Motor Output	kW	0.12
Motor F.L.A.	A	0.73

Air Filter	PP honeycomb (long life filter, anti-bacterial type)
------------	---

Refrigerant Piping Diameter		
Liquid (High Pressure)	In.(mm)	3/8 (9.52) Flare
Gas (Low Pressure)	In.(mm)	5/8 (15.88) Flare
Field Drain Pipe Size	In.(mm)	O.D. 1-1/4 (32)

Sound Pressure Level		
Low-Mid2-Mid1-High	dB(A)	35 - 37 - 39 - 41

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

CITYMULTI®	Model: AE-200A	
Job Name:		
System Reference:		Date:



AE-200A

- AE-200A is the Master Controller
- Master Controller can operate and monitor up to 50 indoor units
- Expansion Controllers can expand an AE-200A to operate and monitor up to 50 additional indoor units through the touchscreen or web browser
- Network up to three AE-50A or EW-50A to one AE-200A to allow the AE-200A to manage up to 200 indoor units.

OPTIONAL LICENSES

- SW-BACnet Master: BACnet Function
 - Connected air conditioning units can be monitored and operated not only from the existing web browser or the AE-200/AE-50's LCD, but also from the building management system using the BACnet® communication protocol. See SW-BACnet Data Sheet for more information.
- SW-Charge Master: Energy Allocation
 - The apportioned electricity billing function is an electric energy apportionment system that apportions electric energy using input from electricity meters with a pulse generator function. The respective amounts of electric energy can be apportioned based on the operating status and capacity of each tenant. See SW-Charge Data Sheet for more information.
- SW-PWeb Master: Online Personal Browser
 - Allows tenant managers and general users to control their respective zone conditions via a networked PC, tablet, or mobile phone with or without local remote controllers installed in the space. See SW-PWeb Data Sheet for more information.

SPECIFICATIONS

- Supports dual set point functionality (connected equipment dependent)
- Displays
 - CITY MULTI® compressor speed and hi/low pressure
 - AdvancedHVAC Controller (DC-A2IO) input/output status
 - Indoor unit free contact input/output status
 - Space temperature and humidity (from Smart ME or AI controller)
 - Error code (Can be emailed automatically to specified recipients)
 - Unoccupied setback up temperature range
- Functions
 - Hold function (temporarily disables schedules indoor unit model dependent)
 - Initial setting
 - Operation data back-up

- Permits or prohibits remote controller functions:
 - On/Off
 - Change Operation Mode
 - Change Set Point Temperature
 - Filter Status
 - Change Fan Speed
 - Change Air Direction
- External input/output signals can be used for batch operations such as Start/Stop and Emergency Stop (requires PAC-YG10HA)
- Pulse signal input can obtain watt-hour meter, billing data and energy management data based on the cumulative number of pulse signal pulse signals directly input from a metering device
- Temperature set point range limits can be set for local remote controllers
- User defined indoor unit functions:
 - On/Off
 - Monitoring and Operation
 - Operation mode:
 - o Auto* (Dual or Single set point)
 - o Heat
 - o Fan
 - o Drying
 - o Setback*
- Note: *R2 Series only (connected equipment dependent)
- Temperature Setting
- Fan Speed
- Airflow Direction
- Monitoring and Control:
 - CITY MULTI® indoor units
 - M & P Series units (requires M-Net adapter)
 - Lossnay® units
 - PWFY hydronic heat pump units
 - DIDO controllers
 - CITY MULTI® DOAS
 - Interlock setting enables integration of general equipment inputs/outputs and indoor units
- Scheduling
 - Daily
 - Annually
 - Five pattern of weekly seasonal schedule
- Twenty four scheduled events per day, indoor unit model dependent:
 - ON/OFF
 - Mode
 - Temperature Setting
 - Vane Direction
 - Fan
 - Speed
 - Operation Prohibits
- Trend data:
 - Fan operation time
 - Thermo-on time
 - Set temperature
 - Room temperature
 - AI Controller temperature and humidity (requires PAC-YG63-MCA, 2 inputs total for each controller)
- Memory back up via USB (universal serial bus)
- Memory back up via LAN (local area network) port

Specifications are subject to change without notice.

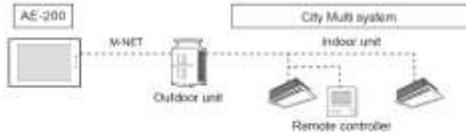
© 2018 Mitsubishi Electric Trade HVAC US LLC. All rights reserved.

Models: AE-200A - System Configuration

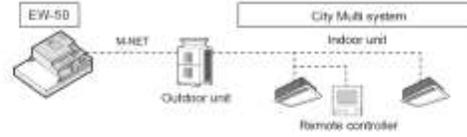
*AE-200A is indicated as AE-200
*AE-50A is indicated as AE-50

Controlling 50 or fewer units of equipment

1. AE-200

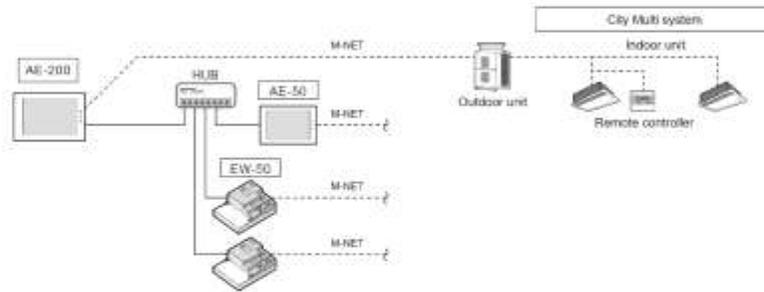


2. EW-50



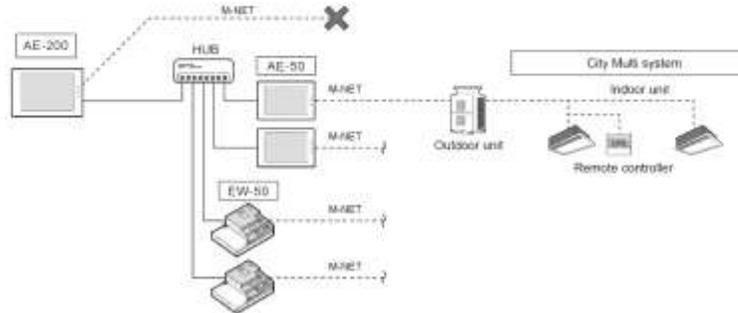
Controlling more than 50 units of equipment (with connection to an AE-200 controller)

Note
AE-200 is required when using AE-50.



When using an apportioned electricity billing function

Note: AE-200 is required to use a billing function.
Note: AE-200 M-NET cannot be used when a billing function is used.
Note: "Charge" license is required to use a billing function.



CITYMULTI®	Model: PAR-U01MEDU-K	
Job Name:		Date:
System Reference:		



CAPABILITIES:

- Language Options:
 - English
 - Spanish
 - French
- Controller Interface
 - Touch panel
 - Backlit LCD
 - Occupancy Sensor
 - Sensitivity level adjustable (-2 to +2)
 - Test mode for vacancy & occupancy
 - Brightness Sensor
 - Sensitivity level adjustable (0 to 100,000+ lux)
 - Test current luminance
 - Temperature Sensor
 - Humidity Sensor
 - LED indicator
- Energy-save control options with occupancy sensor, brightness sensor, and date & time
 - On/Off
 - Setback mode
 - Set Temperature offset
 - Offset value = 2° F to 8° F (1° F-increments)
 - Auto-away time = 0:00 to 24:00 (hour: minute in 1-minute increments)
 - Detection Level: -2 to 2
 - Fan speed down
 - Thermo-off
 - Non-Use (Deactivates)
 - Override Energy-Save options
 - Brightness Sensor: Light or Dark
 - Date & Time: Weekly schedule
- LED Indicator adjustable options:
 - Different adjustable colors per operation mode
 - Optional 3 level color specific room temperature range
 - Blinks for error notification
 - Unique adjustable color during Energy-save
 - Off when unit is Off
 - Inverts the LED brightness (High/Low)
 - Occupancy is detected (Adjustable)
 - Touch panel is touched (Adjustable)
 - Brightness sensor changes LED Brightness:
 - Brighten, Darken, Off

- Disable LED Indicator entirely
- Basic Operations
 - On/Off
 - Operation Mode:
 - Heat, Cool, Drying, Fan, Auto (Dual and Single Set point), Setback
 - Set Temperature:
 - 40° F to 95° F (connected model dependent)
 - Fan Speed
 - Air Direction:
 - Auto, Step 1-5, Swing
 - Louver:
 - Off, Swing On
 - Interlocked LOSSNAY control: Off, Low, High
 - Hold Function:
 - Disable Schedule, On/Off timer, Auto-Off timer, Auto return
 - Humidity setpoint (Requires AHC)
- Date & time
 - Adjustable format
 - Daylight Savings
- Weekly Schedule
 - Time
 - On/Off
 - Operation Mode
 - Set Temperature
 - Home screen display icon
- On/Off timer
 - Adjustable in 5-minute increments
 - Repeatable
 - Home screen display icon
- Auto-Off timer
 - Range of 30 to 240 minutes in 10-minute increments
 - Home screen display icon
- Temperature unit selectable:
 - ° F, ° C (0.5 C increments)
 - ° C (1° C increments)
- Room temperature display option: Show or Hide
- Backlight timeout adjustable:
 - 5, 10, 20, 30, 60 seconds
- Sound level adjustable:
 - Level 0 to 3 (Level 0 = No sound)
- Display Contrast adjustable:
 - -10 to +10
- Touch panel calibration
- Permit or prohibit functions
 - On/Off
 - Operation mode
 - Set temperature
 - Air direction
- Set temperature range limit for operating modes:
 - Auto (Single setpoint)
 - Cool, Dry, Auto-Cool (Dual setpoint)
 - Heat, Auto-Heat (Dual setpoint)
 - Home screen icon notification
- Auto return function
 - Range of 10 to 120 minutes in 10-minute increments
- Filter maintenance notification
- Error code notification

Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

Model: PAR-U01MEDU-K - Specifications, System and Sensor Diagrams

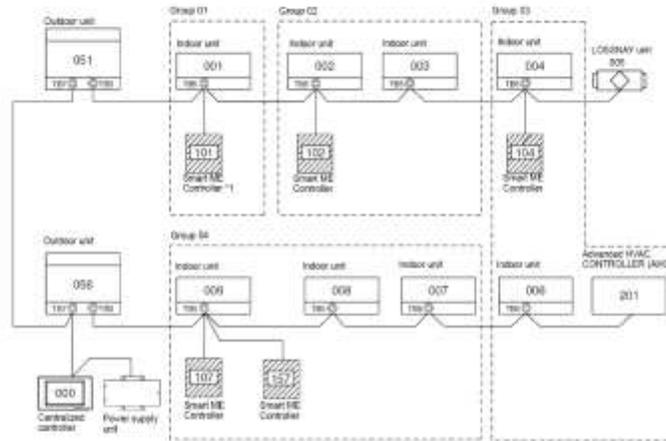
SPECIFICATIONS:

Power Source		17-32 VDC *1 (for connection to M-NET only)	Receives power from outdoor units via the M-NET transmission cable. The power consumption coefficient*2 of the Smart ME Controller is "0.5"
Operating conditions	Temperature	Operating temperature range	0° C to +40° C (+32° F – +104° F)
		Storage temperature range	-20° C to +60° C (-4° F – +140° F)
	Humidity	20% to 90% RH (Non-condensing)	
Net weight	Lbs. (kg)	0.3 kg (11/16 lbs)	
Product size (W x H x D)	In. (mm)	5-17/32 x 4-3/4 Z<4-27/32> x 1 <1-5/32> (140 x 120 <123> x 25 <28 B>) * The numbers in the <> indicate the dimensions including the protruding parts.	

*1 Not for use with a generic DC power supply device

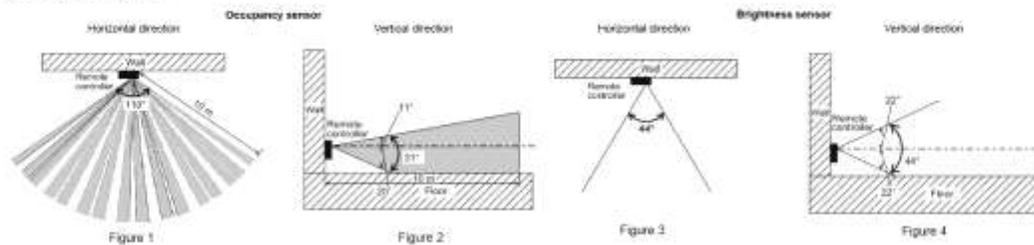
*2 "Power consumption coefficient" is a coefficient to calculate the relative power consumption of the devices that receive power through the M-NET transmission cable.
Refer to section 4 "System diagram" in Chapter 1 in the Installation Manual.

SYSTEM DIAGRAMS:



- Can control up to 16 indoor units in one Group
 - The ME and MA remote controller cannot be connected in the same group.
- Up to two remote controllers (main and sub) can be connected to an indoor unit or a group of indoor units.
- Connect to TB5 on any indoor unit in same M-NET system.
- Remote controller cable (0.3 mm² (AWG 22) 2-core sheathed cable)
 - If remote controller cable exceeds 10 m (32 ft), use AWG 16

SENSOR DIAGRAMS:

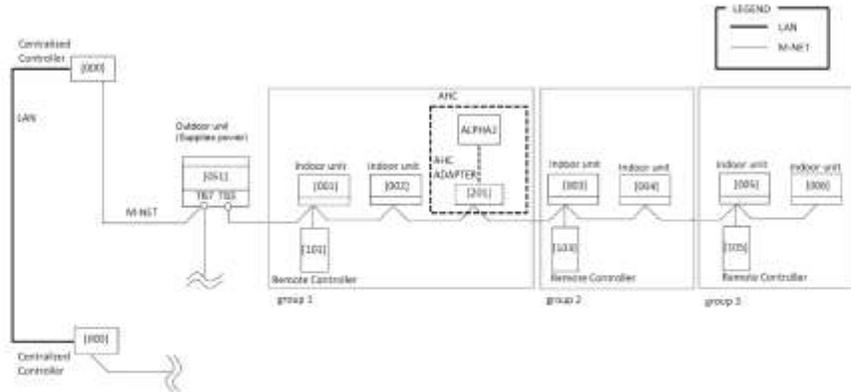


Specifications are subject to change without notice.

© 2016 Mitsubishi Electric US, Inc.

Model: PAR-U01MEDU-K - Advanced HVAC Compatibility

NETWORK LAYOUT:



The Advanced HVAC CONTROLLER (AHC) consists of AHC ADAPTER (PAC-IF01AHC-J) and α2 SIMPLE APPLICATION CONTROLLER (ALPHA2). ALPHA2 is one type of programmable logic controller manufactured by Mitsubishi Electric Corporation.

AHC allows complex interlocked control with other manufacturer's external devices.

AHC has the following four functions:

- Function 1 Controls external devices based on information from external devices.
- Function 2 Controls M-NET devices based on information from external devices.
- Function 3 Controls M-NET devices based on information from M-NET devices.
- Function 4 Controls external devices based on information from M-NET devices.

The SMART ME can display the status of external devices on the remote controller or centralized controller.

- Remote Controller requires AHC. PAR-U01MEDU (Smart ME Remote controller)

Smart ME with AHC: General Equipment Monitoring



Smart ME with AHC: Humidity Control Application

